



Aalborg Universitet

AALBORG UNIVERSITY
DENMARK

Bygnings varmebalance

Steen-Thøde, Mogens

Publication date:
1976

Document Version
Tidlig version også kaldet pre-print

[Link to publication from Aalborg University](#)

Citation for published version (APA):
Steen-Thøde, M. (1976). *Bygnings varmebalance*.

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal -

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us at vbn@aub.aau.dk providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.

GRUNDLÆGGENDE KLIMATEKNIK OG BYGNINGSFYSIK

M. Steen-Thøde:

BYGNINGERS VARMEBALANCE

Øvrige kompendier til kurset:

Indeklima

Bygningsakustik

Udeklima, fugtig luft

Varme- og fugttransport

Bygningsfysik

INSTITUTTET FOR BYGNINGSTEKNIK

Aalborg Universitetscenter

Marts 1976

INDHOLDSFORTEGNELSE

	Side
Symboler og enheder	I
1.0 INDLEDNING	1.
2.0 RUMS STATIONÆRE VARME- OG VANDDAMPBALANCE	1.
2.1 Varmetabsberegning	5.
2.2 Beregning af varmekonsum	6.
3.0 TERMISKE BELASTNINGER	11.
3.1 Udetemperaturen	11.
3.2 Solindfald	12.
3.3 Solafskærmning af vinduer	14.
3.4 Varmetilførsel fra belysning og elektriske maskiner	17.
3.5 Varmeafgivelse fra personer	18.
4.0 VARMEBALANCE UNDER IKKE-STATIONÆRE FORHOLD	19.
4.1 Beregningsgrundlaget	19.
4.2 Beregningsmodellen	21.
4.3 Rumluftens varmebalance	23.
4.4 Overfladernes varmebalance	23.
4.5 De varmeakkumulerende lags varmebalance	25.
4.6 Beregningsformler	26.
4.7 Varmebalancens anvendelse	29.
4.8 Eksempel. Beregning af temperaturerne i et kontor- rum under ikke stationære forhold	30.
4.9 Løsning af varmebalanceligningerne ved periode- stationære tilstande	44.
Omregningsfaktorer mellem enheder	53.
LITTERATUR	54.

Symboler og enheder

Benævnelse	Symbol	Enhed	Enhedsnavn
Absorptionsforhold	f_A		
Acceleration	a	m/s^2	Meter pr. sekund i anden
Arbejde og energi	W	J	Joule
Areal	A	m^2	Kvadratmeter
Bølgelængde	λ	m	Meter
Dugpunkttemperatur	t_d	C	Grad Celsius
Dynamisk viskositet	η	$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$	Newton sekund pr. meter i anden
Effekt	P	W	Watt
Elektrisk spænding	U	V	Volt
Elektrisk strøm	I	A	Ampere
Emissionsforhold	f_E		
Fordampningsvarme	r	kJ/kg	Kilojoule pr. kilogram
Frekvens	f	Hz	Herz
Friktionskoefficient	f		
Gaskonstant	R	$\text{J/kg}\cdot\text{K}$	Joule pr. kilogram grad Kelvin
Hastighed	v	m/s	Meter pr. sekund
Kinematisk viskositet	ν	m^2/s	Meter i anden pr. sekund
Kraft	F	N	Newton
Luftskifte	n	$\text{h}^{\div 1}, \text{s}^{\div 1}$	Gange pr. time eller sek.
Længde	L	m	Meter
Masse	m	kg	Kilogram
Massefylde	ρ	kg/m^3	Kilogram pr. kubikmeter
Massestrøm	q_m	kg/s	Kilogram pr. sekund
Moment	M	$\text{N}\cdot\text{m}$	Newton meter
Nedre brændværdi	H_n	kJ/kg	Kilojoule pr. kilogram
Omdrejningstal	n	$\text{s}^{\div 1}$	Omdrejninger pr. sekund
Reflektionsforhold	f_R		
Relativ luftfugtighed	φ	%	Procent relativ fugtighed

Symboler og enheder

Benævnelse	Symbol	Enhed	Enhedsnavn
Rumudvidelseskoefficient	β	$^{\circ}\text{C}^{-1}$	Grad i minus første
Rumvinkel	ω	sr	Steradian
Specifik entalpi	i	J/kg	Joule pr. kilogram
Specifik volumen	v	m^3/kg	Kubikmeter pr. kilogram
Strålingstal	σ	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$	Watt pr. meter i anden grad Kelvin i fjerde
Temperatur	t	C	Grad Celsius
Temperatur, absolut	T	K	Grad Kelvin
Temperaturforskel	Δt el. ΔT	C el. K	Grad Celsius eller Kelvin
Temperaturledningstal	a	m^2/s	Kvadratmeter pr. sekund
Tid	τ	s	Sekund
Transmissionsforhold	f_T		
Tryk	p	Pa el. bar	Pascal ($= \text{N}/\text{m}^2$) eller bar
Trykforskel	Δp	Pa el. bar	Pascal ($= \text{N}/\text{m}^2$) eller bar
Vanddampindhold i luft	x	kg/kg	Kilogram pr. kilogram tør luft
Varmefylde ved konst. tryk	c_p	J/kg·C	Joule pr. kilogram grad
Varmekapacitet	S	J/C	Joule pr. grad
Varmeledningstal	λ	$\text{W}/\text{m} \cdot \text{C}$	Watt pr. meter grad
Varmemodstand	m	$\text{m}^2 \cdot \text{C}/\text{W}$	Kvadratmeter grad Celsius pr. Watt
Varmemængde	Q	J	Joule
Varmeovergangstal	α	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{C}$	Watt pr. meter i anden grad Celsius
Varmestrøm	Φ	W	Watt
Varmestrømsintensitet	E	W/m^2	Watt pr. kvadratmeter
Varmetransmissionstal	k	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{C}$	Watt pr. meter i anden grad Celsius
Vinkelforhold	ψ		
Vinkelhastighed	ω	s^{-1}	Sekund i minus første

Symboler og enheder

Benævnelse	Symbol	Enhed	Enhedsnavn
Volumen	V	m^3	Kubikmeter
Volumenstrøm	q	m^3/s	Kubikmeter pr. sekund
Våd temperatur	t_v	C	Grad Celsius

Det græske alfabet

A α alfa
 B β beta
 Γ γ gamma
 Δ δ delta
 E ϵ epsilon
 Z ζ zeta
 H η eta
 Θ θ theta
 I ι iota
 K κ kappa
 λ lambda
 M μ my

N ν ny
 Ξ ξ ksi
 O \omicron omikron
 Π π pi
 P ρ rho
 Σ σ sigma
 T τ tau
 Y υ ypsilon
 Φ ϕ φ phi
 X χ chi
 Ψ ψ psi
 Ω ω omega

Et rums indeklima fremkommer ved et kompliceret samspil mellem bygningskonstruktionen, klimatiseringsanlæg og belastninger. For de enkelte klimaparametre må dette samspil klarlægges ved opstilling af en balance, hvori indgår de til rummet tilførte påvirkninger og de fra rummet bortførte påvirkninger. Man stilles således overfor et antal balanceproblemer, hvor det gælder om at afgøre, på hvilken måde og med hvilke foranstaltninger man mest hensigtsmæssigt opnår det ønskede indeklima. Sådanne balanceproblemer er rummets varmebalance og rummets vanddampbalance.

Hvis de påvirkninger, der indgår i en balance kun ændres lidt med tiden, kan forholdene betragtes som stationære, hvilket forenkler balanceligningen, i modsætning til den ikke-stationære situation, hvor påvirkningernes tidsmæssige variation må tages i regning.

Påvirkninger, der ikke hidrører fra klimatiseringsanlæg (varme-, ventilationsanlæg eller lign.), betegnes i det følgende som belastninger.

Under stationære forhold udtrykker et rums varme- og vanddampbalance, at den i rummet producerede eller tilførte varme- eller vanddampmængde, er lig den fra rummet udstrømmende varme- eller vanddampmængde.

De to balanceligninger kan udtrykkes ved:

$$\dot{\Phi}_H + \dot{\Phi}_S + \dot{\Phi}_B + \dot{\Phi}_P + \dot{\Phi}_M = \dot{\Phi}_{Tr} + \dot{\Phi}_V + \dot{\Phi}_E$$

$$m_E + m_P + m_M = m_D + m_V$$

heri er $\dot{\Phi}$ og m varme- og vanddampmængde, der tilføres i det betragtede tidsrum, og

1.0 INDLEDNING

Klimabalancer

Stationære og ikke-stationære forhold

Belastninger

2.0 RUMS STATIONÆRE VARME- OG VANDDAMP-BALANCE

1.1 Varmebalance

1.2 Vanddampbalance

Φ_H	varmetilførsel fra lokalt opstillede var- mefflader, radiatorer m.v.,
Φ_S	varmetilførsel ved solindstråling gennem vinduer og glasflader,
Φ_B	varmetilførsel fra belysning, motorer m.v.,
Φ_P	varmeudvikling i arbejdsmaskiner (spån- tagning, smedning m.v.) og oplagrede varer (gærings- og modningsprocesser),
Φ_M	varmetilførsel fra tilstedeværende perso- ner (total),
Φ_{Tr}	varmetabet ved transmission gennem rummets begrænsningsflader,
Φ_V	varmetab ved ventilation,
Φ_E	forskellen mellem den fra luften afgivne varme til fordampning og den med m_E tilfør- te latente varme,
m_E	vanddamptilførsel ved lokalt opstillede be- fugtningsanlæg med direkte forstøvning ud i rummet, fra fordampning fra våde flader m.v.,
m_P	vanddamptilførsel ved fabrikationsprocesser,
m_M	vanddamptilførsel fra tilstedeværende per- soner,
m_D	vanddampdiffusion gennem indvendige be- grænsningsflader og
m_V	vanddamp bortført med ventilationsluft.

De fleste typer belastninger er nævnt i det fo-
regående, men alle behøver naturligvis ikke at
optræde samtidigt, ligesom andre bidrag kan til-
komme.

Rummet forudsættes at være ventileret, enten
mekanisk, hvor et ventilationsanlæg udskifter
rumluften, eller naturligt, hvor luftfornyel-
sen sker gennem fuger omkring vinduer og døre.

Ventilation

Rumløftens temperatur t_i og vanddampindhold x_i regnes at være ens overalt i rummet, dermed bliver rumluftens varmeindhold (entalpi) i_i , hvilket også er varmeindholdet i den fra rummet udsugede luftmængde m_L . Har den indstrømmende luft tilstanden (t_I, x_I, i_I) , bliver varmetabet ved ventilation $\Phi_V = m_L(i_i - i_I)$, og den med ventilationsluften bortførte vanddampmængde bliver $m_V = m_L(x_i - x_I)$.

Lufttilstand

Varmebalancen 1.1 og vanddampbalancen 1.2 kan omskrives til:

$$\Phi_H + \Phi_S + \Phi_B + \Phi_P + \Phi_M = B_t(t_i - t_u) + B_r(t_i - t_r) + m_L(i_i - i_I) + \Phi_E$$

3.1 Varmebalance

$$m_E + m_P + m_M = m_D + m_L(x_i - x_I)$$

3.2 Vanddampbalance

heri er

B_t varmetabet ved transmission til det fri pr. grads temperaturforskel, $B_t = \sum kA$,

B_r varmetabet til omgivende rum pr. grads temperaturforskel, $B_r = \sum kA$,

t_u udetemperaturen,

t_r omgivende rums temperatur,

k transmissionstal og

A fladeareal.

På grundlag af de opstillede balanceligninger kan et klimatiseringsanlægs ydelse bestemmes, således at der opnås en ønsket rumtilstand (t_i, x_i) , bår belastningerne er kendt, eller rumtilstanden kan beregnes for kendte belastninger og ydelser for klimatiseringsanlæg.

Varmebalancen 3.1 holder regnskab med de totale varmemængder, d.v.s. både fri varme og varme bundet i den tilførte vanddampmængde. I mange tilfælde er det ønskeligt at kunne op-

Total varme =
fri varme + bunden
varme

stille varmebalancen således, at der kun tages hensyn til de frie varmemængder. Dette kan med god tilnærmelse gøres, når følgende to betingelser er opfyldt:

- 1) der foregår ingen fordampning fra våde overflader, eller direkte vandforstøvning i rummet, d.v.s. $(\Phi_E, m_E) = (0, 0)$ og
- 2) der ses bort fra vanddampdiffusion gennem indvendige begrænsningsflader, $m_D = 0$, denne tilnærmelse vil normalt kunne anses for opfyldt for lokaler, der er blot nogenlunde ventilerede, idet der her vil gælde $m_D \ll m_V$.

Indføres udtrykket for luftens entalpi

$$i = c_{pl} t + r_o x + c_{pd} x t$$

fås nu

$$\Sigma \Phi = \Sigma \Phi_{fri} + \Sigma \Phi_{lat} \approx \Sigma \Phi_{fri} + r_o \Sigma m =$$

$$\Phi_{Tr} + m_L [c_{pl} (t_i - t_I) + r_o (x_i - x_I) + c_{pd} (x_i t_i - x_I t_I)]$$

Indsættes vanddampbalancen $\Sigma m = m_L (x_i - x_I)$ og bortkastes leddet $m_L c_{pd} (x_i t_i - x_I t_I)$, der normalt vil være en lille størrelse, fås nu

$$\Sigma \Phi_{fri} = \Phi_{Tr} + m_L c_{pl} (t_i - t_I)$$

eller idet $B_L = m_L c_{pl}$ udtrykker varmetabet ved ventilation pr. grads temperaturforskel, bliver varmebalancen

$$\Sigma \Phi_{fri} = B_t (t_i - t_u) + B_r (t_i - t_r) + B_L (t_i - t_I)$$

4.1 Varmebalance for fri varme

og vanddampbalancen

$$\Sigma m = m_L (x_i - x_I)$$

4.2 Vanddampbalance

Hvis der ikke mekanisk indblæses luft i rummet, hidrører luftfornyelsen udelukkende fra udeluften d.v.s. $t_i = t_u$, har de omkringliggende rum desuden samme temperatur som det betragtede rum $t_r = t_i$, bliver varmebalancen

$$\Sigma \dot{\Phi}_{fri} = (B_t + B_u)(t_i - t_u) = B_u(t_i - t_u)$$

5.1

I varmebalancen 5.1 udtrykker højre side det samlede varmetab fra et opvarmet rum. I den danske byggelovgivning er givet bestemmelser om, hvor stort dette varmetab må være under nærmere fastsatte omstændigheder, samt hvorledes varmetabet skal beregnes. Beregningen skal foretages efter Dansk Ingeniørforenings "Regler for beregning af bygningers varmetab".

2.1 Varmetabsberegning

Varmetabsreglerne angiver en metode til beregning af rums eller bygningers dimensionerende varmetab, hvilket er den varmeeffekt, som skal danne grundlag for dimensioneringen af dele af et varmeanlæg (f.eks. radiatorerne) eller hele varmeanlægget.

dimensionerende varmetab

Den dimensionerende rumtemperatur t_i fastsættes i almindelighed til 20 C, og den dimensionerende udetemperatur t_u til -12 C.

Angående de nærmere bestemmelser for beregning af varmetab henvises til DIF's regler.

En bygning har et samlet varmetab pr. grad C til det fri på $B_u = 10 \text{ kW/C}$.

Eksempel 5.1

Beregning af varmetab

Find det dimensionerende varmetab og find det gennemsnitlige varmetab i varmesæsonen, når rumtemperaturen er 24 C.

Der dimensioneres efter DIF's regler med en indetemperatur på $t_i = 20$ C og en udetemperatur på $t_u = -12$ C, og for nemheds skyld tages der ikke særligt hensyn til gulve mod jord m.v.

Dimensionerende varmetab:

$$\Phi = B_u (t_i - t_u) = 10(20 + 12) = 320 \text{ kW}$$

I den traditionelle varmesæsons ca. 227 dage er udeluftens temperatur i gennemsnit ca. 4 C (se UDEKLIMA side 9), og det gennemsnitlige varmetab bliver ved indetemperaturen $t_i = 24$ C

$$\Phi = B_u (t_i - t_u) = 10(24 - 4) = 200 \text{ kW}$$

Summeres dette gennemsnitlige varmetab over alle varmesæsonens 227 dage fås

$$Q = 200 \cdot 227 \cdot 24 = 1.100.000 \text{ kWh/år}$$

Bemærk, at der her beregnes varmetab og ikke varmemeforbrug, der almindeligvis er afgørende mindre.

Den stationære varmebalance 5.1 kan også anvendes til overslagsmæssig bestemmelse af årlige varmemeforbrug. Dette forudsætter, at der kan afgrænses en periode, varmesæsonen, hvor rumtemperaturen holdes nogenlunde konstant, og hvor eventuel varmeoverskud ikke i alt for stort omfang fjernes ved vinduesudluftning eller anden forcering af varmetabet. Er der mekanisk ventilation eller varierende drift, kompliceres forholdene, og anvendelse af metoden frarådes.

2.2 Beregning af varmemeforbrug

Traditionelt beregnes det årlige varmeforbrug ved

$$Q = B_u \cdot 24 \sum (t_i - t_u) = B_u \cdot 24 \cdot G$$

hvor

Q er det årlige varmeforbrug kWh/år,

B_u det samlede varmetab pr. grad C kW/C,

G graddagtallet C·døgn/år

Som anført i Udeklima side 12 beregnes graddagtallet på grundlag af en rumtemperatur $t_i = 17$ C, hvorved der i nogen grad er taget hensyn til, at en del af varmetabet dækkes af tilskudsvarme fra solindfald, personvarme, el-belysning og andet.

Varmeforbruget beregnet efter 7.1 er velegnet til driftskontrol af varmeforbruget, idet graddagtallet beregnes løbende og offentliggøres af Teknologisk Institut.

Bygning fra eksempel 5.1 med et samlet varmetab pr. grad C på $B_u = 10$ kW/C vil ifølge 7.1 have et gennemsnitligt varmeforbrug til rumopvarmning på

$$Q = B_u \cdot 24 \cdot G = 10 \cdot 24 \cdot 2978 = 715000 \text{ kWh/år}$$

Gennemsnittet af de sidste 20 års varmeforbrug i februar måned til rumopvarmning er opgjort til 105000 kWh, men i februar 1974 forsøgte man at spare, og forbruget blev 79000 kWh.

På varmeforbruget er således sparet

$$\frac{105-79}{105} \cdot 100 = 25\%$$

7.1 Varmeforbrug udtrykt ved graddagtallet G

Eksempel 7.1

Beregning af varmeforbrug

Imidlertid var graddagtallet for februar 1974 383, hvilket er lavere end normalårets 473. Det milde vejr har således forårsaget en besparelse på

$$\frac{473-383}{473} \cdot 100 = 19\%$$

De forsøgte sparebestræbelser har i sig selv kun medført ca. 6% besparelse.

Ved anvendelse af graddagtallet i 7.1 tages der ikke hensyn til den enkelte bygnings isoleringsstandard, idet tilskudsvarmen kan dække varmetabet i et længere tidsrum, jo bedre bygningen isoleres. Dette vil naturligvis forkorte varmesæsonens længde. Disse forhold må medtages, hvis der skal foretages beregning af det forventelige årlige varmeforbrug for en bygning eller den forventelige forskel i varmeforbrug før og efter en forbedring af bygningens isolering.

For at afgrænse den virkelige varmesæson må der foretages en bestemmelse af den udetemperatur, basistemperaturen, hvor tilskudsvarmen netop kan dække varmetabet. Formel 5.1 giver

$$\Phi_b = B_u(t_i - t_b) \text{ eller}$$

$$t_b = t_i - \frac{\Phi_b}{B_u}$$

8.1 Basistemperatur

hvor t_b er basistemperaturen C,

t_i indetemperaturen C,

Φ_b basisvarmen, tilskudsvarme kW og

B_u samlet varmetab pr. grad C kW/C

Ved beregning af tilskudsvarmen må anvendes gennemsnitsværdier for beregningsperioden.

For solindfald kan tabel 14.1 benyttes.

Det traditionelle graddagtal beregnet med basistemperaturen 17 C må herefter korrigeres.

Dette sker på grundlag af en række beregnede gradtimetal med forskellig basistemperatur $GT(t_b)$ som angivet i tabel 9.1, hvorved korrektionen af graddagtallet bliver

$$G(t_b) = G(17) \frac{GT(t_b)}{GT(17)}$$

9.1 Korrektion af graddagt

hvor $G(t_b)$ er det korrigerede graddagt
C·døgn/år

$G(17)$ graddagtallet C·døgn/år,

$GT(t_b)$ gradtimetal C·h/år og

t_b basistemperatur C

GT	= gradtimetal C·h/år				
t_b	= basistemperatur C				
t_u	= udetemperatur C				
$GT(t_b)$	$= \sum (t_b - t_u)$ over alle årets timer				
t_b	$GT(t_b)$	$GT(t_b)/GT(17)$	t_b	$GT(t_b)$	$GT(t_b)/GT(17)$
27.0	166860	2.039	13.0	53794	0.658
26.0	158111	1.932	12.0	47838	0.585
25.0	149378	1.825	11.0	42281	0.517
24.0	140667	1.719	10.0	37039	0.453
23.0	131997	1.613	9.0	32108	0.392
22.0	123365	1.507	8.0	27496	0.336
21.0	114795	1.403	7.0	23194	0.284
20.0	106291	1.299	6.0	19213	0.235
19.0	97927	1.197	5.0	15612	0.191
18.0	89760	1.097	4.0	12342	0.151
17.0	81846	1.000	3.0	9433	0.115
16.0	74253	0.907	2.0	6987	0.086
15.0	67014	0.819	1.0	5006	0.061
14.0	60183	0.744	0.0	3524	0.043

Tabel 9.1
Gradtimetal

Varmeforbruget beregnes herefter af 7.1 som

$$Q = B_u \cdot 24 \cdot G(t_b)$$

9.2 Varmeforbrug med korrigeret graddagt

Varmetabet til det fri er $B_u = 1,5 \text{ kW/C}$, der tilføres i gennemsnit pr. døgn for varmesæsonen 12 kW, og der ønskes en indetemperatur på $t_i = 22 \text{ C}$. Beregn det forventelige årlige varmeforbrug.

Eksempel 10.1

Basistemperaturen efter 8.1 er

$$t_b = t_i - \frac{\Phi_b}{B_u} = 22 - \frac{12}{1,5} = 14 \text{ C}$$

Graddagtallet korrigeres efter 9.1 og tabel 9.1:

$$G(14) = G(17) \frac{GT(14)}{GT(17)} = 2978 \cdot 0,744 = 2200 \text{ C} \cdot \text{døgn/år}$$

Årligt varmeforbrug efter 9.2

$$Q = B_u \cdot 24 \cdot G(14) = 1,5 \cdot 24 \cdot 2200 = 79000 \text{ kWh/år.}$$

Bygningen foreslås merisoleret, således at varmetabet til det fri bliver 1,2 kW/C.

Beregn den forventelige varmebesparelse.

$$\text{Basistemperatur } t_b = 22 - \frac{12}{1,2} = 12 \text{ C}$$

Korrigeret graddagtal:

$$G(12) = 2978 \cdot 0,585 = 1750 \text{ C} \cdot \text{døgn/år}$$

Varmeforbrug:

$$Q = 1,2 \cdot 24 \cdot 1750 = 50000 \text{ kWh/år}$$

Der kan således forventes en årlig besparelse i varmeforbruget på ca.

$$\frac{79-50}{79} \cdot 100 = 37\%$$

Havde graddagtallet uden korrektion været anvendt, ville den beregnede besparelse blive

$$\frac{1,5-1,2}{1,5} \cdot 100 = 20\%$$

I afsnit 2 blev nævnt en del af de belastninger, der påvirker rumklimaet, og i det følgende skal angives, hvorledes disse kan bestemmes.

3.0 TERMISKE BELASTNINGER

Ved beregning af stationære varmebalancer må altid benyttes udjævnede værdier på belastningerne, f.eks. døgnmiddelværdier, middelværdi over varmesæsonen, eller måske årsgennemsnit.

Ved mere detaljerede undersøgelser af varmebalanceproblemer er forudsætningerne for stationære betragtninger ikke til stede, hvorfor belastningernes variation med tiden må indgå. Under disse forhold er det ligeledes vigtigt at vide, om belastningen bevirker en varmeoverføring til eller fra rumluften eller rummets overflader eller begge dele, idet varmeoverføring til rumluften tidsmæssigt vil give et andet temperaturforløb end varmeoverføring til overfladerne. Det kan ofte være vanskeligt at afgøre, hvorledes forskellige belastninger fordeler sig i så henseende, hvorfor det kan være nødvendigt at fastlægge fordelingen ved et skøn. Yderpunkterne er solindfald, der som stråling kun tilføres overfladerne, og indblæsning af ventilationsluft, der direkte blandes med rumluften.

Forskellen mellem rumtemperaturen og udetemperaturen er bestemmende for et rums transmissionstab. I Udeklima afsnit 1.4 er udeluftens døgnmiddeltemperatur angivet i gennemsnit sammen med udsvingene i døgnets forløb.

3.1 Udetemperaturen.

Mere omfattende oplysninger kan fås fra referenceårets vejrdata, der indeholder timeværdier for en lang række udeklimaparametre. Det er karakteristisk for referenceårets vejrdata, at det gengiver det danske vejrligs naturlige sammenhæng og forløb gennem et

typisk år. Disse data findes dels tabellagt i [1] og dels på magnetbånd til brug ved EDB-beregninger.

Af den solenergi, der rammer en flade, vil en del absorberes (f_A), en del reflekteres (f_R) og en del direkte transmitteres (f_T) til det bagved liggende rum, hvorved betydelige energimængder kan tilføres rummet. For vinduesglas er f_T af størrelsesordenen 0,9, medens $f_T \sim 0$ for ugenomsigtige bygningsmaterialer, men selv om absorptionsforholdet f_A er stort for disse materialer, vil kun en ganske ringe mængde af den absorberede varme ledes til rummet. Normalt vil man kunne se bort fra denne varmetilførsel, i sammenligning med den del, der passerer vinduet.

3.2 Solindfald

På fig. 13.1 og 13.2 er vist solindfaldet gennem dobbeltvinduer med forskellig orientering. I tabel 14.1 er angivet kvartals- og årsgennemsnit for solindfald gennem lodrette vinduer med to lag almindeligt glas. Værdierne er beregnet på grundlag af referenceårets vejrdata.

Den samlede varmestrøm, der tilføres gennem et vindue ved solindfald findes af

$$\Phi_S = \Phi_D \cdot A_1 + (\Phi_d + \Phi_R) A$$

hvor A er vinduets samlede glasareal m^2 ,

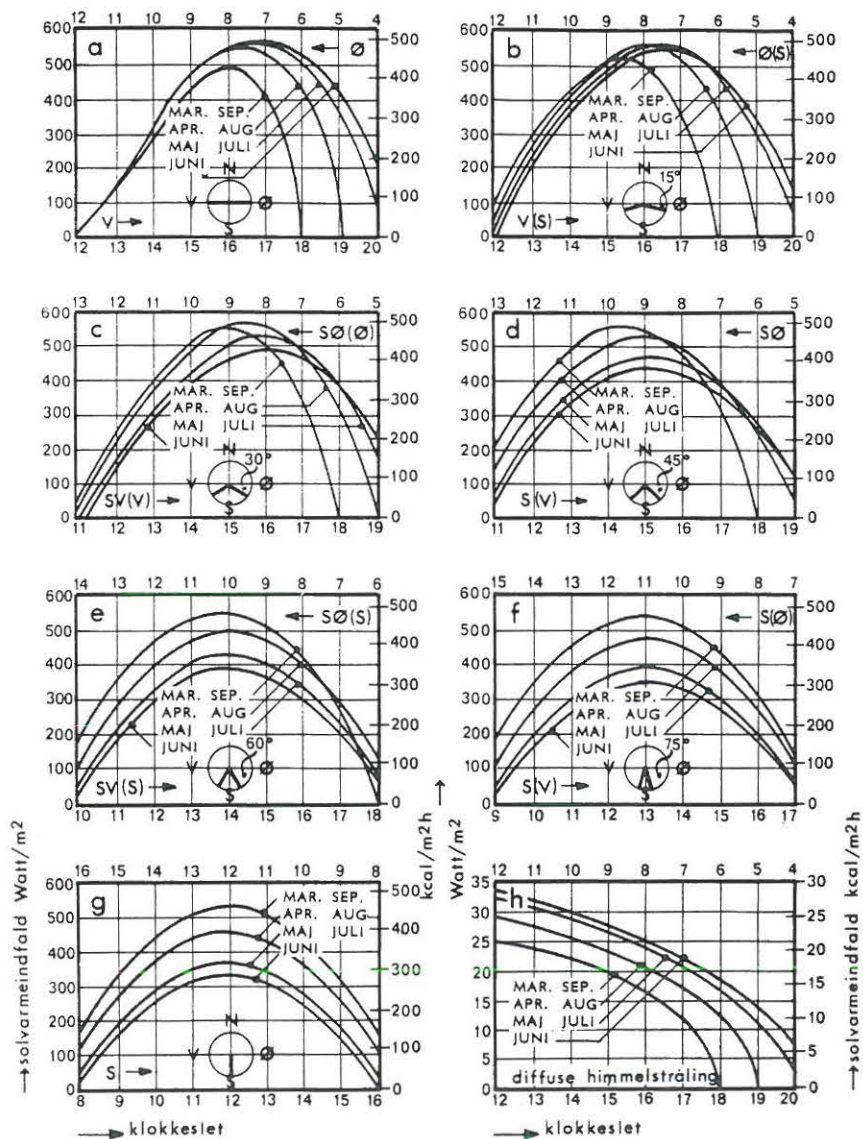
A_1 vinduets solbeskinnede glasareal m^2 ,

Φ_D direkte solindfald W/m^2 ,

Φ_d diffus solindfald W/m^2 ,

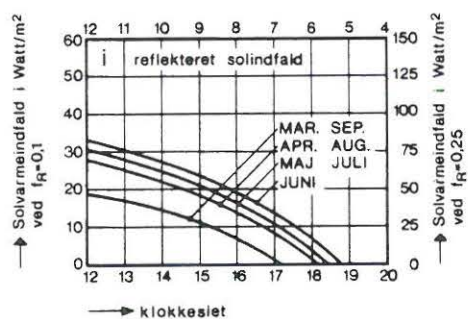
Φ_R reflekteret solindfald W/m^2 ,

Φ_S samlet solindfald W



Figur 13.1

Transmitteret solstråling gennem lodrette, uafskærmede vinduer med to lag almindeligt glas. Kurverne a-g angiver den direkte - og kurve h den diffuse stråling. Kurverne gælder for 56° n.br.



Figur 13.2

Reflekteret solstråling fra jordoverfladen gennem et vindue med to lag glas (56° n.br.)

Der kan regnes med følgende reflektionskoefficienter f_R ved forskellige overfladebelægninger

ny sne	0,85
gammel sne	0,4-0,7
lyse farver, gult og lyst rødt tegl	0,5
beton, mørk rød tegl, vissent græs og buske	0,3
græs, buske og løvskov, lyst sand	0,25
sand, makadam, lys skifer	0,20
nåleskov	0,15
asfalt, skifer, fugtig ubevokset mark	0,10

	Nord	Øst	Syd	Vest
1. kvartal	0,014	0,035	0,080	0,043
2. kvartal	0,053	0,101	0,090	0,101
3. kvartal	0,045	0,077	0,088	0,080
4. kvartal	0,009	0,018	0,054	0,018
Reference-året	0,030	0,058	0,078	0,060

Tabel 14.1

Kvartals- og årsgennemsnit for solindfald gennem vinduer med to lag almindeligt glas. Enhed kW/m^2 .

For at nedsætte virkningerne af solindfald er det i mange tilfælde nødvendigt at afskærme vinduerne. En effektiv solafskærmning skal være virksom overfor både den direkte og den diffuse solstråling, da den sidste kan give et betydeligt bidrag. Den mest effektive form for afskærmning er den udvendige, f.eks. markiser eller udvendige persienner. Har solstrålingen nemlig først fået lov til at passere ind gennem glasset, vil den blive absorberet af rummet og opvarme dette. Situationen kan måske reddes, hvis man kan reflektere solstrålingen ud igen, inden den absorberes, f.eks. ved hjælp af et tæt, hvidt gardin.

Effektiviteten af en solafskærmning angives ved hjælp af en solafskærmningsfaktor f_s , der er bestemt som forholdet mellem den totale sol-

3.3 Solafskærmning af vinduer

Solafskærmningsfaktor f_s

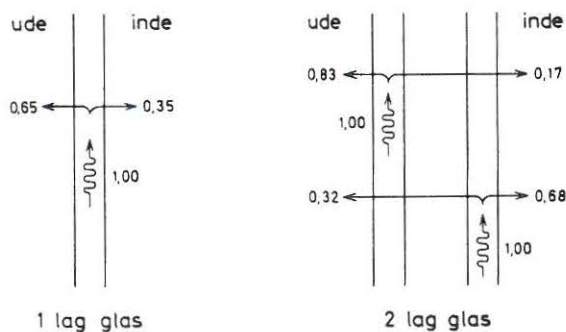
varme, som passerer gennem det afskærmede vindue, og den totale solvarme, der passerer gennem to lag almindeligt, ubeskyttet glas. Det skal bemærkes, at de fleste afskærmninger vil reducere lysmængden betydeligt mere end varmeindfaldet. Dette har betydning, hvis man ønsker at forhindre direkte blanding og hindre, at belysningen på arbejdspladser nær vinduet bliver alt for stærk. I tabel 15.1 er angivet orienterende værdier for solafskærmningsfaktorer.

Afskærmningsform	Afskærmningsfaktor f_s
Et lag glas	1,12
To lag glas	1,00
Tre lag glas	0,8
Udvendig foran to lag glas, persiennet, lyse, 45°	0,10-0,15
markiser	0,25-0,50
Imellem to lag glas	
gardiner, lyse	0,30
gardiner, mørke	0,45
persiennet, lyse, 45°	0,35
Indvendig bag to lag glas	
gardiner, lyse	0,50
gardiner mørke	0,80
persiennet, lyse, 45°	0,60
Varmereflekterende glas udvendig, almindeligt glas indvendigt	0,40-0,65
Varmeabsorberende glas udvendig, almindeligt glas indvendigt	0,60-0,75

Tabel 15.1
Solafskærmningsfaktorer

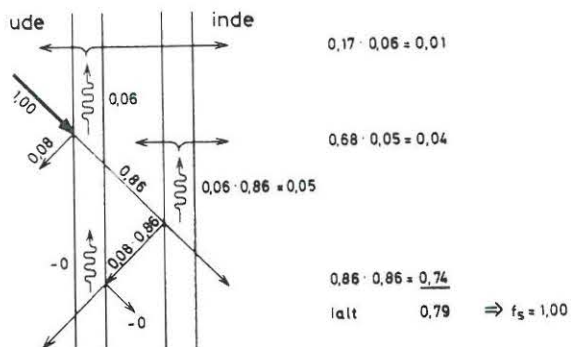
Solafskærmningsfaktorerne varierer noget i afhængighed af solens indfaldsvinkel samt luftbevægelsen henover glasset. Faktorerne opgives ofte for vindhastigheder på 3-4 m/s med et ydre varmeovergangstal på $\alpha_u = 17 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ og et indre på $\alpha_i = 9 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. På en stille, varm dag kan det ydre overgangstal falde til det halve, og det indre kan, hvis der indblæses luft langs glasset, stige til det dobbelte.

På figur 16.1 er vist, hvorledes den absorberende varme strømmer indad og udad fra almindeligt vinduesglas, og på figur 16.2 og 16.3 er vist, hvorledes solindfaldet kan beregnes for en vilkårlig kombination af forskellige glas. Varmestrømsfordelingen gælder kun, når der er samme temperatur inde og ude, og for varmeovergangstallene $\alpha_i = 9 \text{ W/m}^2 \text{ C}$ og $\alpha_u = 17 \text{ W/m}^2 \text{ C}$.



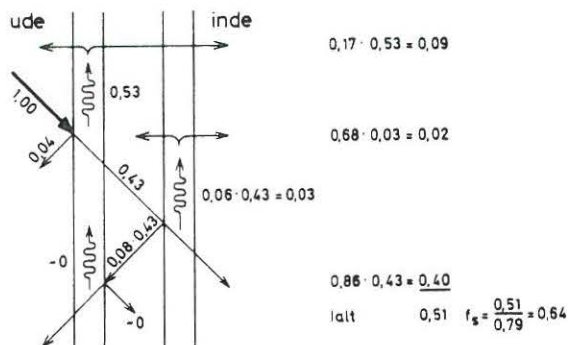
Figur 16.1

Fordeling af varmestrøm forårsaget af absorberet solvarme i vinduesglas



Figur 16.2

Varmestrøm gennem et vindue med to lag almindeligt glas med $f_A = 0,06$, $f_R = 0,08$ og $f_T = 0,86$



Figur 16.3

Varmestrøm gennem et vindue med absorberende glas udvendigt med $f_A = 0,53$, $f_R = 0,04$ og $f_T = 0,43$, almindeligt glas indvendigt

Rummets kunstige belysning kan give et væsentligt bidrag til den interne varmebelastning. En tilført effekt på $50-100 \text{ W/m}^2$ gulvareal er ikke ualmindeligt. Belastningen er ikke alene afhængig af det krævede belysningsniveau, men også af valget af lyskilde og armatur. Lysudbyttet for lysstofrør er flere gange større end for glødelys ved samme effektforbrug.

Da belysningsanlæggene som regel dimensioneres til at dække behovet for lys i de mørke timer, er man tilbøjelig til at overse belysningens indflydelse på det termiske indeklima i dagtimerne. I praksis benyttes belysningen også i en stor del af de lyse timer, og er den først blevet tændt, forbliver den tændt resten af dagen.

Varmebelastningen fra belysning kan beregnes af

$$\Phi_B = \text{installeret kW} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2$$

17.1

hvor κ_1 er samtidighedsfaktoren, der tager hensyn til, hvor stor en brøkdel af belysningen, der anvendes samtidigt, og

κ_2 er en korrektionsfaktor <1 , hvis der udsuges særskilt omkring belysningslegemerne, og >1 , f.eks. 1,2, hvor der anvendes lysstofrør, som er forsynet med tændspoler eller modstande, der udvikler varme.

Som overslagsværdier for Φ_B kan nedenstående tabel 18.1 anvendes.

3.4 Varmetilførsel fra belysning og elektriske maskiner

Rum	Belysnings- styrke lux	Φ_B i W/m^2	
		Gløde- lamper	Lysstof- rør
Kontor	200-400	35-70	10-20
Tegnestue	300-500	50-90	20-30
Værksted	100-200	20-40	7-15
Finmekanisk værksted	500-1000	90-175	30-60
Klasserum	100-200	20-40	7-15
Butik	300-800	50-140	20-50

Tabel 18.1

Tilført varmestrøm i afhængighed af belysningsstyrken

Af belysningsvarmen vil 60-80% tilføres rummet ved konvektion og resten ved stråling, afhængig af armaturets udformning.

Varmeudviklingen fra el-drevne maskiner kan beregnes ud fra maskinens påstemplede effekt, idet

$$\Phi_B = \frac{\text{stemplet kW}}{\eta} \kappa_1 \cdot \kappa_3$$

18.1

hvor η er nyttevirkningen,

κ_1 samtidighedsfaktoren, og

κ_3 belastningsfaktoren (<1), som angiver hvor stor en brøkdel af maksimalbelastningen maskinen arbejder med.

Varmeafgivelsen fra personer er udførligt beskrevet i Indeklima, og værdier for varmeafgivelsens størrelse kan findes i tabel 19.1 for forskellig beklædning og aktivitet.

3.5 Varmafgivelse fra personer

Bemærk, at det kun er bidragene for konvektion og stråling, der skal medtages, når der regnes med fri varmeafgivelse.

Ved opstilling af varmebalancen for et rum under ikke stationære forhold må der tages hensyn til bygningskonstruktionens varmekapacitet, idet der akkumuleres varmeenergi i bygningsdelene, når deres temperatur ændres. Dette bevirker en udjævning af svingninger i rumtemperaturen, når rummet udsættes for vekslende belastninger. Varmebalancen under disse forhold må derfor udtrykke, at den tilførte varmeenergi er lig varmetabet plus den akkumulerede varmeenergi. I dette afsnit benyttes varmebalancen som grundlag for opstilling af beregningsudtryk til bestemmelse af rumtemperaturens tidsmæssige forløb som følge af vekslende termiske belastninger.

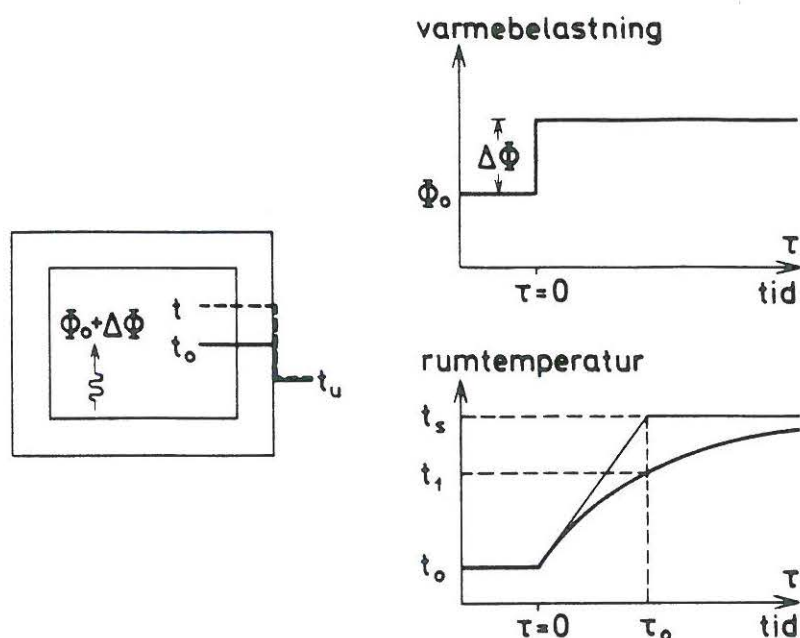
4.0 VARMEBALANCE UNDER IKKE-STATIONÆRE FORHOLD

Da både bygningens termiske egenskaber og de klimatekniske installationers ydelse og driftsmåde indgår i varmebalancen, er det gennem disse beregninger muligt at bedømme indeklimakvalitet og ressourceforbrug for det løsningsforslag, der regnes på. Der er herigennem åbnet mulighed for at bestemme et optimalt løsningsforslag for bygningen med dens klimatiseringsanlæg for opnåelse af et specificeret indeklima.

Inden gennemgangen af de egentlige beregningsudtryk, er det nyttigt at give en stærkt forenklet fremstilling af temperaturforløbet i et rum, hvor den termiske belastning ændres, efter at den i lang tid har været konstant.

4.1 Beregningsprincippet

Der betragtes et rum, der på alle sider er omgivet af udeluft med temperaturen t_u . I rummet tilføres varmestrømmen Φ_o , hvorved rumtemperaturen bliver t_o . Som vist på figur 20.1 antages hele varmetabet mellem rum og omgivelser at være koncentreret i det yderste lag af bygningskonstruktionen. Varmetabet pr. grads temperaturforskelle er B.



Figur 20.1

Forenklet temperaturforløb
ved pludselig belastnings-
ændring

Er væggenes masse m og deres varmekapacitet c ,
skal der tilføres en varmemængde $S = m \cdot c$ for
at ændre væggenes temperatur 1 C. S er vægge-
nes varmekapacitet.

Varmekapacitet

Under stationære forhold lyder varmebalan-
cen

$$\Phi_o = B(t_o - t_u)$$

20.1

Til tiden $\tau = 0$ sker der et pludseligt spring
 $\Delta\Phi$ i varmebelastningen, hvorved rumtemperatu-
ren begynder at ændre sig. Er ændringen $\frac{dt}{d\tau}$
grader pr. tidsenhed, bliver varmebalancen

$$\Phi_o + \Delta\Phi = B(t - t_u) + S \frac{dt}{d\tau}$$

20.2 Varmebalance

Indføres 20.1 heri fås

$$\Delta\Phi = B(t - t_o) + S \frac{dt}{d\tau}$$

20.3

$$20.3 \text{ omskrives, idet } \frac{dt}{d\tau} = \frac{d(t - t_o)}{d\tau}$$

$$\frac{d(t - t_o)}{d\tau} + \frac{B}{S}(t - t_o) = \frac{\Delta\Phi}{S}$$

20.4

Denne ligning indeholder kun temperaturstigningen i rummet og belastningsændringen.

Løses ligningen, idet begyndelsesbetingelsen er $t = t_o$ for $\tau = 0$ fås

$$t = t_o + \frac{\Delta\phi}{B} (1 - e^{-\frac{B}{S}\tau})$$

21.1 Temperaturforløb

Efter uendelig lang tids forløb vil rumtemperaturen antage en ny stationær værdi

$$t_s = t_o + \frac{\Delta\phi}{B}$$

21.2 Stationær temperatur

som kun er afhængig af rummets varmetab pr. grads temperaturforskel og belastningsændringens størrelse.

Tangenten i begyndelsepunktet af temperaturkurven skærer t_s efter forløbet af tiden

$$\tau_o = \frac{S}{B}$$

21.3 Tidskonstanten

τ_o kaldes tidskonstanten. Efter forløbet af en tid svarende til tidskonstanten er rumtemperaturen efter 21.1

$$t_1 = t_o + \frac{\Delta\phi}{B} (1 - e^{-1}) = t_o + 0,63 \frac{\Delta\phi}{B}$$

21.4

Der er efter forløbet af denne tid kun opnået 63% af den endelige temperaturændring.

Alt efter bygningskonstruktionens opbygning varierer tidskonstanten fra nogle få timer til flere døgn. Men de termiske belastninger er sjældent konstante i så lange perioder, og skal rumtemperaturen bestemmes nøjere, må der derfor tages hensyn til både varmetabet og -akkumuleringen.

Modellen, der blev anvendt i figur 20.1 er for grov til praktisk brug. Den afgørende termiske klimafaktor er rumtemperaturen, der er sammensat

4.2 Beregningsmodellen

Rumluften modtager belastningernes konvektive varmeafgivelse, hvis samlede bidrag benævnes Φ_K . Desuden overføres varme ved konvektion mellem rumluften og rummets overflader bestemt ved

$$\Sigma \alpha A (t_o - t_i) = B_o (t_o - t_i)$$

4.3 Rumluftens varmebalance

23.1

hvor α er det konvektive varmeovergangstal, der kan sættes til $3,3 \text{ W/m}^2 \text{ C}$ for lodrette flader og $2,3 \text{ W/m}^2 \text{ C}$ for vandrette flader,

A overfladearealet m^2 , og

$B_o = \Sigma \alpha A$ varmeoverføringen pr. grads temperaturforskel.

Fra rumluften bortføres eller tilføres varme ved ventilationsluften, der indblæses med temperaturen t_I

$$m_L c_p (t_i - t_I) = B_l (t_i - t_I)$$

23.2

hvor m_L er ventilationsluftmængden (naturlig eller mekanisk) kg/s ,

c_p luftens specifikke varmekapacitet $1,006 \text{ kJ/kg C}$, og

$B_l = m_L c_p$ varmeoverføringen pr. grads temperaturforskel.

Idet der ses bort fra den helt ubetydelige varmeakkumulering i rumluften, bliver varmebalancen for rumluften

$$\Phi_K + B_o (t_o - t_i) = B_l (t_i - t_I)$$

23.3 Rumluftens varmebalance

Beregningsmodellen bygger på, at al strålings- tilført varme fordeles ligeligt på de indvendige overflader, hvorved alle overflader, med god tilnærmelse, kan antages at have samme temperatur t_o .

4.4 Overfladernes varmebalance

Den samlede mængde strålevarme, der tilføres overfladerne fra solindfald, personer, belysning m.v., benævnes Φ_S .

Fra overfladerne afgives varme til rumluften som anført i afsnit 4.3, desuden afgives varme ved transmission gennem væggene til det fri, og måske til omgivende rum. Denne transmission påvirkes af varmeakkumuleringen, men da størsteparten af transmissionstabet i et godt isoleret rum sker gennem vinduerne, der ingen varmekapacitet har, er det tilladeligt at se bort fra denne påvirkning.

Varmeoverføringen pr. grads temperaturforskel mellem overfladerne og

det fri er $B_u = \sum kA$ 24.1

til omgivende rum $B_r = \sum kA$ 24.2

Transmissionstallene beregnes efter DIF's regler, og den indvendige overgangsmodstand skal medtages.

Der sker ingen varmeakkumulering i overfladerne, da bygningsdelenes varmekapacitet er samlet i et uendelig tyndt lag med passende placering i det indre af bygningskonstruktionen. Varmeoverføringen fra overfladerne til de varmeakkumulerende lag pr. grads temperaturforskel benævnes

$B_a = \sum k'_a A$ 24.3

hvor k'_a er transmissionstallet fra overfladen til det varmeakkumulerende lag (altså uden indvendig overgangsmodstand).

Varmebalancen for overfladerne bliver herefter

$\Phi_S = B_u (t_o - t_u) + B_r (t_o - t_r) + B_o (t_o - t_i) + B_a (t_o - t_a)$ 24.4 Overfladernes varmebalance

Varmeoverføringen pr. grads temperaturforskel fra overfladen til det varmeakkumulerende lag benævnes som B_a . Afhængig af temperaturfaldets retning vil væggene akkumulere eller afgive varme. Ændres det varmeakkumulerende lags temperatur dt_a i løbet af tiden $d\tau$, bliver den akkumulerede varmemængde pr. tidsenhed

$$\Sigma \rho A e \frac{dt_a}{d\tau} = S \frac{dt_a}{d\tau}$$

4.5 De varmeakkumulerende lags varmebalance

25.1

hvor S er rummets varmekapacitet kJ/C,

c varmfyllden kJ/kg C,

ρ massefyllden kg/m³,

A arealet m² og

e tykkelsen m.

Varmebalancen for de varmeakkumulerende lag bliver således

$$B_a (t_o - t_a) = S \frac{dt_a}{d\tau}$$

25.2 De varmeakkumulerende lags varmebalance

Til den samlede varmekapacitet S medtages varmekapaciteten af de lag, der ligger mellem de varmeakkumulerende lag og rumoverfladerne. Det varmeakkumulerende lag placeres principielt i midten af bygningsdelene. Anden placering kan dog komme på tale, som angivet i det følgende.

Laget bør almindeligvis placeres før lag af lette isoleringsmaterialer, ikke dybere end ca. 15 cm inde i faste dele af vægge, gulv og loft og ikke dybere end svarende til ca. $k'_a = 2 \text{ W/m}^2 \text{ C}$. Placering længere inde vil dog give større beregningsmæssige udsving i indetemperaturernes forløb gennem døgnet. Det vil sige, at en dyb placering vil være på den sikre side.

Placering af det varmeakkumulerende lag

Er et rums vægge, gulv og loft meget forskellige i deres opbygning, således at tidskonstanten $\tau_o = \frac{S}{B_a}$ ved den nævnte placering for enkelte af fladerne afviger mere end en faktor 3 fra

$$\tau_o = \frac{\sum S}{\sum B_a},$$

kan det være rimeligt for de pågældende flader at flytte laget dybere ind eller længere ud i rummet. Denne korrektion vil bevirke, at indetemperaturernes beregningsmæssige udsving bliver større end, hvis korrektionen ikke var foretaget.

Ved bestemmelse af S og B_a er det i reglen overflødigt at medtage mindre ganske tynde og lette bygningsdele som vinduer og døre.

Varmefylden for byggematerialer kan tages fra tabel 26.1, medens massefylde og varmeledningstal kan findes i DIF's regler.

Varmefylde	kJ/kg C
Uorganiske bygge- og isole- ringsmaterialer	0,88 (0,75-1,05)
Pap og papir	1,34
Træ, normalt fugtindhold	1,80
Organiske isoleringsmaterialer	1,88 (1,72-2,05)

Tabel 26.1
Varmefylde

For at kunne løse de tre varmebalanceligninger ved manuel beregning må differentialligningen 25.2 ændres til en differensligning. Opdeles den betragtede tid i tidsintervaller af længden $\Delta\tau$ gælder for det n 'te tidsinterval

$$B_a(t_{o,n-1} - t_{a,n-1}) = S \frac{t_{a,n} - t_{a,n-1}}{\Delta\tau}$$

4.6 Beregningsformler

26.1

og de to andre varmebalancer 23.3 og 24.4 giver

$$\Phi_{K,n} + B_o(t_{o,n} - t_{i,n}) = B_l(t_{i,n} - t_{I,n})$$

26.2

$$\begin{aligned}\Phi_{S,n} = & B_u(t_{o,n} - t_{u,n}) + B_r(t_{o,n} - t_{r,n}) + B_o(t_{o,n} - t_{i,n}) \\ & + B_a(t_{o,n} - t_{a,n})\end{aligned}\quad 27.1$$

Disse tre ligninger løses, hvilket giver

$$t_{a,n} = a_1 t_{a,n-1} + a_2 t_{o,n-1} \quad 27.2$$

$$t_{o,n} = b_1 t_{a,n} + b_2 t_{r,n} + b_3 t_{u,n} + b_4 t_{i,n} + b_5 \Phi_{K,n} + b_6 \Phi_{S,n} \quad 27.3$$

$$t_{i,n} = c_1 t_{o,n} + c_2 t_{i,n} + c_3 \Phi_{K,n} \quad 27.4$$

$$\text{hvor } B_a = \Sigma k'A$$

$$B_l = m_L c_P$$

$$B_o = \Sigma \alpha A$$

$$B_r = \Sigma kA$$

$$B_u = \Sigma kA$$

$$S = \Sigma \rho c A e$$

$$a_1 = 1 - \frac{B_a \Delta \tau}{S}$$

$$a_2 = 1 - a_1$$

$$b_1 = \frac{B_a}{B_a + B_r + B_u + \frac{B_o B_l}{B_o + B_l}}$$

$$b_2 = b_1 \frac{B_r}{B_a}$$

$$b_3 = b_1 \frac{B_u}{B_a}$$

$$b_4 = 1 - b_1 - b_2 - b_3$$

$$b_5 = b_4 \frac{1}{B_l}$$

$$b_6 = b_1 \frac{1}{B_a}$$

$$c_1 = \frac{B_o}{B_o + B_l}$$

$$c_2 = 1 - c_1$$

$$c_3 = c_1 \frac{1}{B_o}$$

Beregningskonstanter
til brug ved løsning
af varmembalancelignin-
gerne

Indeks n betegner temperaturerne t ved slutningen af det n 'te tidsinterval og belastningerne Φ i tidsintervallet $(n-1)$ til n .

Beregningerne indledes med, at de for rummet givne konstanter (B_a, B_l, B_o, B_u og S) bestemmes. Tidsintervallet Δt vælges til f.eks. 1 time, hvorefter beregningskonstanterne (a, b, c) kan bestemmes. For nøjagtig beregning bør $a_2 < 0,1$.

Dernæst opstilles en tidstabel for belastningerne (Φ_K, Φ_S, t_u, t_I og t_r), og beregningen af temperaturerne indledes med, at begyndelsestidspunktet $n = 0$ fastsættes til et bestemt klokkeslet og dato. Desuden må de varmeakkumulerende lags temperatur fastlægges (skønnes) til begyndelsestidspunktet. Derefter kan beregningerne fortsættes tidsinterval efter tidsinterval.

Gentages beregningerne gennem nogle døgn med samme belastninger vil det hurtigt vise sig, at forholdene går mod døgnstationære tilstande, d.v.s. at temperaturerne vil gentage sig til samme klokkeslet døgn efter døgn.

Den døgnstationære tilstand er som regel urealistisk, fordi den fordrer mange døgn med samme gentagne belastning, men har dog beregningsmæssig interesse. Under disse forhold er den varmemængde, der tilføres under et døgn, lig den varmemængde, der transmitteres og ventileres bort. Døgnmiddelværdierne af overfladetemperaturerne og de varmeakkumulerende lags temperatur må derfor være den samme $\bar{t}_o = \bar{t}_a$ under døgnstationære forhold. Indsættes dette i 27.1 fås

$$\bar{t}_o = \frac{B_o \bar{t}_i + B_r \bar{t}_r + B_u \bar{t}_u + \bar{\Phi}_s}{B_o + B_r + B_u}$$

og af 26.2 fås

Beregningernes gennemførelse

Døgnstationære tilstande

28.1

$$\bar{t}_i = \frac{B_l \bar{t}_I + B_o \bar{t}_o + \bar{\Phi}_K}{B_l + B_o}$$

29.1

hvor i samtlige temperaturer og varmebelastninger er døgnmiddelværdier.

Bestemmes disse døgnmiddelværdier inden beregningerne af temperaturforløbet startes, giver de en idé om, hvordan resultatet vil blive, og dermed, om det i det hele taget er værd at interessere sig for denne løsning for rummet.

Ofte er det ved disse overslag tilstrækkeligt nøjagtigt at antage, at alle middeltemperaturer i rummet er de samme, hvorved 28.1 og 29.1 erstattes af

$$\bar{t}_i = \bar{t}_o = \bar{t}_a = \frac{B_l \bar{t}_I + B_u \bar{t}_u + B_r \bar{t}_r + \bar{\Phi}_K + \bar{\Phi}_S}{B_l + B_u + B_r}$$

29.2

Det ses, at 29.2 er identisk med den tidligere anvendte stationære varmebalance.

Der findes ingen tilsvarende let metode til bestemmelse af udsvingene fra døgnmiddelværdierne.

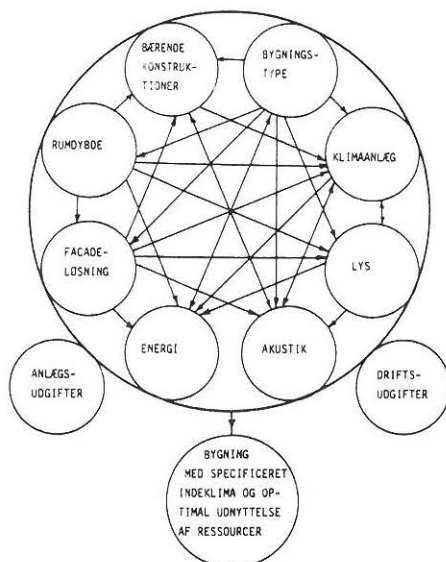
På grundlag af de her opstillede beregningsudtryk er der udarbejdet flere EDB-programmer til beregning af bygningers varmebalance. Her skal blot nævnes programmet TEMPFO 4 [2], der på grundlag af referenceårets vejrdata beregner bygningers forventelige indetemperatur og energiforbrug gennem et helt år. Beregningsresultaterne giver således mulighed for sammenhængende bestemmelse af indeklimakvalitet, driftsudgifter og anlægsudgifter for bygninger og deres klimatekniske installationer.

EDB-program

På figur 30.1 er skematisk vist, hvorledes de vigtigste bygningsmæssige og indeklimatiske faktorer påvirker hinanden. En ændring af én parameter vil straks påvirke en del af de øvrige og en

4.7 Varmebalancens anvendelse

fastlåsning af én parameter, vil delvis begrænse mulighederne for at nå den optimale løsning. Det er derfor vigtigt at kunne dokumentere de mange alternative løsningsmuligheders konsekvenser, så der ved tværfagligt samarbejde under bygningens projektering kan vælges gunstige løsninger på grundlag af langsigtede helhedsbetragtninger.



Figur 30.1

Kontorrummet har sydvendte vinduer, og bag det ligger en 2,2 m bred korridor og derefter et tilsvarende nordvendt kontor. De øvrige omgivelser har samme udformning og anvendelse som det undersøgte kontorrum.

Kontorrummet har følgende opbygning:

højde x bredde x dybde = 2,50 x 4,93 x 5,00 m,

vindue: 4,1 m² i hele rummets bredde, dobbeltglas med 12 mm afstand,

brystning: indefra 9,5 cm beton, 4 cm mineraluld, 6,5 cm beton,

skillevægge og bagvæg: 2 lag 0,5 cm hårde træfiberplader med mellemlag af 6 cm letbeton $\rho = 550 \text{ kg/m}^3$,

4.8 Eksempel. Beregning af temperaturerne i et kontorrum under ikke stationære forhold

Kontorets opbygning

gulv og loft: 1 cm tæppe, 2 cm støbeasfalt, 2 cm betonafretning, 18 cm betonplade med 7 gennemgående huller med diameter 10 cm pr. 1,2 m bredde. Under betonpladen ligger tre betondragere 30 x 20 cm, hvoraf to er sammenfaldende med skillevæggene. Mellem dragerne er et nedhængt loft 8 cm under betonpladen. Det består af 0,1 cm aluminiumsplade med 1,5 cm mineraluld over.

Rummet får friskluft gennem ventiler i facaden, og der udsuges mekanisk $0,033 \text{ m}^3/\text{s}$, svarende til et luftskifte på 2 gange i timen. Opvarmningen sker ved radiatorer, men varmeanlægget forudsættes ude af drift i beregningsperioden.

Kontorrummet benyttes kl. 8-16 af fire kontordamer. Der er fire elektriske skrivemaskiner hver med en mærkeeffekt 35 W. Den elektriske belysning benyttes ikke i beregningsperioden.

Kontorets brug

Varmekapaciteten S.

Bestemmelse af rummets beregningskonstanter

Det varmeakkumulerende lag placeres i

brystningen: bag det 9,5 cm betonlag,
bagvæg og skillevægge: midt i letbetonpladen,
gulv og loft: midt i den 18 cm betonplade og
dragerne: i midten, d.v.s. 10 cm under overfladen.

Placering af varmeakkumulerende lag

Betonpladen opdeles i et 4 cm tykt massivt lag og et 5 cm tykt lag regnet til 55% beton modsvarende hulandelen 45%.

Den samlede varmekapacitet bestemmes ud fra varmekapaciteten for de enkelte lag: $S = c\rho Ae$.

B_a varmeoverføring pr. C fra de indvendige overflader til de varmeakkumulerende lag.

For hver flade er

$$B_a = k'_a A = \frac{1}{\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \dots} A$$

For betonpladen nedsættes varmeledningstallet for den midterste del til $1,75 \cdot 0,55 = 1,0$ W/m C. For betondragerne er der set bort fra, at varmestrømmen er todimensional.

	W/C	Varmeoverføring fra indvendig overflade til varmeakkumulerende lag, B_a
<u>Brystning</u>		
$\frac{8,3}{\frac{0,095}{1,75}} =$	150	
<u>Bagvæg</u>		
$\frac{12,4}{\frac{0,005}{0,13} + \frac{0,03}{0,17}} =$	60	
<u>Skillevægge</u>		
$\frac{22}{\frac{0,005}{0,13} + \frac{0,03}{0,17}} =$	100	
<u>Gulvet</u>		
$\frac{25}{\frac{0,01}{0,12} + \frac{0,02}{0,8} + \frac{0,02}{1,75} + \frac{0,04}{1,75} + \frac{0,05}{1,0}} =$	130	
<u>Loftet</u>		
$\frac{25}{\frac{0,015}{0,044} + 0,17 + \frac{0,04}{1,75} + \frac{0,05}{1,0}} =$	40	
<u>Dragere</u>		
$\frac{6}{\frac{0,1}{1,75}} =$	105	
For hele rummet	$B_a =$	585

For de enkelte flader bliver forholdet mellem varmekapaciteten og varmeoverføringen pr. C fra de indvendige overflader til de varmeakkumulerende lag

brystning	$\frac{S}{B_a} = \frac{1590 \cdot 10^3}{150 \cdot 3600} = 3 \text{ timer}$
bagvæg	$\frac{280 \cdot 10^3}{60 \cdot 3600} = 1 \text{ time}$
skillevægge	$\frac{500 \cdot 10^3}{100 \cdot 3600} = 1 \text{ time}$
gulv	$\frac{5420 \cdot 10^3}{130 \cdot 3600} = 12 \text{ timer}$
loft	$\frac{3410 \cdot 10^3}{40 \cdot 3600} = 24 \text{ timer}$
dragere	$\frac{1210 \cdot 10^3}{105 \cdot 3600} = 3 \text{ timer}$
for hele rummet	$\frac{S}{B_a} = \frac{12400 \cdot 10^3}{585 \cdot 3600} = 6 \text{ timer}$

Tidskonstanter for
byggningsdele

For loftet må der foretages en korrektion. Der er her regnet med for stor varmekapacitet, idet denne ikke kan udnyttes på grund af isoleringen i det nedhængte loft. Det varmeakkumulerende lag for loftet flyttes ud mod rummet, således at der kun regnes med 4 cm beton i pladen. For loftet fås nu

$$S = 2020 \text{ kJ/C og } B_a = 45 \text{ W/C,}$$

herved bliver for loftet

$$\frac{S}{B_a} = \frac{2020 \cdot 10^3}{45 \cdot 3600} = 12 \text{ h, og for hele rummet}$$

$$\frac{S}{B_a} = \frac{11010 \cdot 10^3}{590 \cdot 3600} = 5 \text{ h.}$$

B_1 varmemængden pr. C til opvarmning af ventilationsluften.

Ventilation, B_1

Den udsugede luftmængde er $0,033 \text{ m}^3/\text{s}$, varmeyfylden $c_p = 1,006 \text{ kJ/kg C}$ og massefylden $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$,

altså

$$B_1 = 1,006 \cdot 1,2 \cdot 0,033 \cdot 10^3 = 40 \text{ W/C}$$

B_0 varmeoverføringen pr. C fra de indvendige overflader til rumluften.

Dragernes vandrette areal medregnes i loftets areal, og de lodrette arealer af de to dragere i skillevæggene medregnes i skillevæggens areal.

De enkelte bidrag til $B_0 = \Sigma A$ bliver

	W/C	
facade og bagvæg		
$3,3 \cdot 4,93 \cdot 2,50 \cdot 2 =$	80	Varmeoverføring fra indvendige overflader til rumluft, B_0
skillevægge		
$3,3 \cdot 5,00 \cdot 2,50 \cdot 2 =$	80	
gulv og loft		
$2,3 \cdot 4,93 \cdot 5,00 \cdot 2 =$	110	
midterste drager		
$3,3 \cdot 5,00 \cdot 0,3 \cdot 2 =$	10	
<hr/>		
For hele rummet	$B_0 = 280$	

B_r varmetransmission pr. C fra indervæggens indvendige overflade til omkringliggende rum.

$$B_r = kA = \frac{A}{m_1 + \frac{e_1}{\lambda_1} + \dots + m_1}$$

Varmetab gennem vægge, B_r og B_u

For bagvæggen fås

$$B_r = \frac{12,4}{0,13 + \frac{0,005}{0,13} + \frac{0,06}{0,17} + \frac{0,005}{0,13} + 0,13} = 18 \text{ W/C}$$

B_u varmetransmission pr. C fra ydervæggens indvendige overflade til det fri.

Ydervæggen består af vindue og brystning, og for hver er $B_u = kA$, hvor k beregnes som det sædvanlige transmissionstal, altså for

	W/C
vinduer $4,1 \text{ m}^2$	
$3,1 \cdot 4,1 =$	13
brystning $8,3 \text{ m}^2$	
$\frac{8,3}{0,13 + \frac{0,095}{1,75} + \frac{0,04}{0,044} + \frac{0,065}{1,75} + 0,04} =$	7
For hele rummet	$B_u = 20$

Rummets beregningskonstanter er altså

$$\begin{aligned}
 S &= 11000 \text{ kJ/C} \\
 B_a &= 590 \text{ W/C} \\
 B_l &= 40 \text{ W/C} \\
 B_o &= 280 \text{ W/C} \\
 B_r &= 18 \text{ W/C} \\
 B_u &= 20 \text{ W/C}
 \end{aligned}$$

Beregningskonstanter,
oversigt

Ses der bort fra varmetabet til korridoren bliver rummets tidskonstant

$$\tau_o = \frac{S}{B_l + B_u} = \frac{11000 \cdot 10^3}{(40+20)3600} = 51 \text{ timer}$$

Rummets tidskonstant
 τ_o

Dette betyder, se figur 40.1, at hvis rummet udfra en vilkårlig begyndelsestilstand udsættes for varmelastninger, der svinger på samme måde og er af samme størrelse døgn efter døgn, så vil der gå ca. 2 døgn, før døgnmiddeltemperaturen bliver 63% af den endelige, og der vil gå yderligere et par døgn, inden der opstår døgnstationære tilstande.

Temperaturforholdene i kontorrummet ønskes beregnet i en varm periode omkring begyndelsen af august måned.

Belastninger

Solindfald. Bestemmes ud fra fig. 13.1, som summen af direkte solindfald, diffus himmelstråling og reflekteret stråling fra omgivelserne ($f_R = 0,1$). Vinduernes glasareal er $3,7 \text{ m}^2$, men på grund af fremspring omkring vinduerne, der giver nogen skyggevirkning, er glasarealet beregningsmæssigt reduceret med 10% til $3,3 \text{ m}^2$. Der regnes ellers ikke med solafskærmning.

Ventilationsluften og udeluftens temperatur er den samme hele døgnet. Udeluftens døgnmiddeltemperatur sættes til 20 C og amplituden til $5,5 \text{ C}$ (se UDEKLIMA tabel 11.1).

Kontordamerne afgiver hver ca. 70 W fri varme, og der regnes med, at de er i kontoret ca. 80% af arbejdstiden. Skrivemaskinernes mærkeeffekt er 35 W , og der regnes med, at de afgiver 50% af denne effekt, når de er i brug. Belastningerne fordeles ligeligt til rumluften og overfladerne og bliver

4 damer á $70 \text{ W} \cdot 0,8 =$	220 W
4 maskiner á $35 \text{ W} \cdot 0,8 \cdot 0,5 =$	<u>60 W</u>
	Ialt 280 W

I tabel 38.1 er alle belastninger angivet time for time.

Kl.	$t_u = t_{I,C}$	Φ_K W	Φ_S W
0	15,2	0	0
1	14,8	0	0
2	14,5	0	0
3	14,8	0	0
4	15,2	0	0
5	16,1	0	35
6	17,2	0	35
7	18,6	0	115
8	20,0	140	560
9	21,4	140	1060
10	22,8	140	1410
11	23,9	140	1670
12	24,8	140	1710
13	25,3	140	1670
14	25,5	140	1410
15	25,3	140	1060
16	24,8	0	420
17	23,9	0	115
18	22,8	0	35
19	21,4	0	35
20	20,0	0	0
21	18,6	0	0
22	17,2	0	0
23	16,1	0	0
døgn- middel	20	45	470

Tabel 38.1

Udeluftens og ventilationsluftens temperatur samt varmeafgivelsen til rumluften Φ_K og de indvendige overflader Φ_S

Temperaturen i korridoren er ikke kendt, og ses der foreløbig bort fra varmemestrømmen fra kontorrummet til korridoren, kan kontorets døgnstationære temperaturer findes af 28.1 og 29.1

$$\bar{t}_a = \bar{t}_o = \frac{B_o \bar{t}_i + B_u \bar{t}_u + \bar{\Phi}_s}{B_u + B_o} = \frac{280 \bar{t}_i + 20 \cdot 20 + 470}{20 + 280}$$

$$\bar{t}_i = \frac{B_l \bar{t}_l + B_o \bar{t}_o + \bar{\Phi}_K}{B_l + B_o} = \frac{40 \cdot 20 + 280 \cdot \bar{t}_o + 45}{40 + 280}$$

Heraf findes $\bar{t}_a = \bar{t}_o = 29,1$ C og $\bar{t}_i = 28,2$ C.

Anvendes i stedet 29.2 fås

$$\bar{t}_i = \bar{t}_o = \frac{40 \cdot 20 + 20 \cdot 20 + 45 + 470}{40 + 20} = 28,6 \text{ C}$$

Sydvendt kontor

Dette er sådan set tilstrækkeligt nøjagtigt til den første grove bedømmelse, men man får ikke den oplysning, at overfladernes temperatur er højere end lufttemperaturen.

For det nordvendte kontorrum på den anden side af korridoren kan døgnmiddelværdien af solindfaldet sættes til 70 W svarende til solindfaldet i det sydvendte fra den diffuse himmelstråling og den reflekterede stråling. De øvrige belastninger er de samme, måske bortset fra eventuel punktbelysning.

Døgnmiddeltemperaturen i det nordvendte kontorrum bestemmes af 29.2

$$\bar{t}'_i = \bar{t}'_o = \frac{40 \cdot 20 + 20 \cdot 20 + 45 + (45 + 70)}{40 + 20} = 22,7 \text{ C}$$

Nordvendt kontor

I korridoren vil der være behov for belysning i hele arbejdstiden, fordres f.eks. 200 lux, vil en installeret effekt på 20 W/m^2 være nødvendig.

Korridorens areal er $2,2 \cdot 4,93 \text{ m}^2$, og belastningen bliver i middel over døgnet

$$\bar{\Phi}'' = 20 \cdot 2,2 \cdot 4,93 \frac{8}{24} = 75 \text{ W}$$

Herved bliver korridorens døgnmiddeltemperatur

$$\bar{t}''_i = \frac{B_r \bar{t}_i + B_r \bar{t}'_i + \bar{\Phi}''}{B_r + B_r} = \frac{18 \cdot 28,6 + 18 \cdot 22,7 + 75}{18 + 18} = 27,7 \text{ C}$$

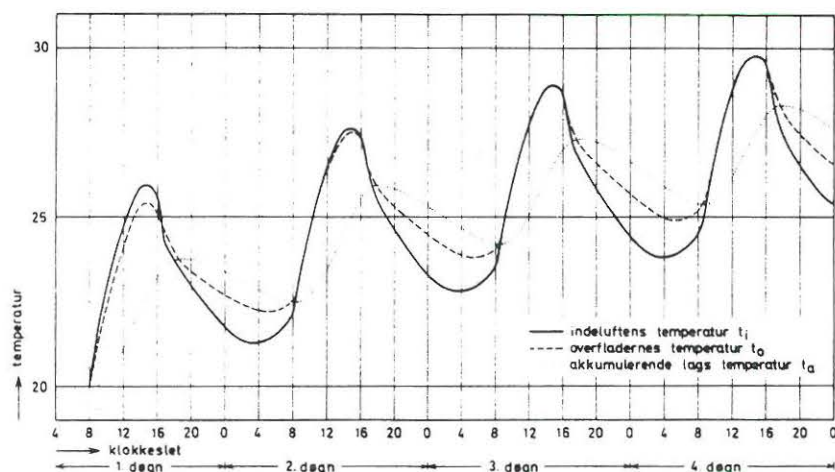
Døgnmiddeltemperaturen i korridoren vil således afvige meget lidt fra døgnmiddeltemperaturen i det sydvendte kontorrum, og der kan her ses bort fra varmemstrømmen mellem de to rum. Dette

gøres lettest ved at sætte $B_r = 0$.

Af disse døgnmidler for temperaturen af rumluften og overfladetemperaturen $\bar{t}_i = 28,2$ C og $\bar{t}_o = 29,1$ C ses allerede, at der vil blive for varmt i kontoret. Hvis ventilationsluftmængden øges til det dobbelte, hjælper det noget, det giver $\bar{t}_i = 25$ C, men det er stadig for højt, varmebelastningerne er for store, der må skærmes for solen.

Vurdering af de beregnede forhold

På figur 40.1 er vist temperaturforløbet gennem de første fire døgn, med de her angivne belastninger. Beregningerne er foretaget med EDB-programmet TEMPFO 3, der selv beregner konstanterne (a,b,c) samt solindfald.



Figur 40.1

Temperaturforløb i sydvendt kontorrum

På side 42 og 43 er vist udskrift fra EDB-programmet TEMPFO 4 for et helt års drift af kontorrummet. Der er regnet med solafskærmning med gardiner ($f_g = 0,6$), når solindfaldet ellers ville blive større end 600 W, desuden regnes belysningen på 400 W tændt i mørke dagtimer. Varmeanlægget reguleres, således at rumluftens temperatur holdes på 22 C i arbejdstiden og nedsættes til 15 C udenfor arbejdstid. I vinterperioden standses ventilationen om natten, hvorved luftskiftet nedsættes til

$\frac{1}{2}$ gang pr. time. Korridorens temperatur regnes til 27,5 C i sommerperioden og 22 C i vinterperioden.

Til tabellerne skal følgende bemærkes:

RUMTEMPERATUR er middel af rumluftens og overfladernes temperaturer,

REGB. KØLE/VARME angiver radiatorens varmeafgivelse og

AFKAST LUFTTEMPERATUR angiver rumluftens temperatur.

Som det fremgår af beregningerne, bliver temperaturforholdene i kontorrummet tilfredsstillende, men dette opnås kun, hvis kontorpersonalet er omhyggelig med betjeningen af solafskærmningen.

BEREGNINGSEKS

SYDVENDT KONTORRUM

 BEREGNINGSRESULTATER 76/03/0 SIND 9

IGE 1-32, KL 1-24, EJ UGEDAG 0000000/0,	GEN	MAX MIN	98: 2:	95: 5:	90: 10:	80: 20:
RUMTEMPERATUR, OC	20.67	28.76 14.84	26.05 15.43	24.78 16.24	23.83 17.25	22.51 18.37
RUMTEMP-REFERENCETEMP, OC	3.20	11.77 -2.01	9.25 -0.07	8.13 -0.05	6.99 -0.02	5.63 0.04
RUMFUGT, RELATIV	.40	.77 .05	.64 .15	.60 .19	.57 .23	.53 .28
OMGIVENDE RUMS TEMP, OC	24.75	27.50 22.00	27.50 22.00	27.49 22.01	27.49 22.01	27.48 22.02
UDELUFTEMPERATUR, OC	7.97	27.40 -15.90	21.77 -6.31	19.30 -3.03	17.35 -0.99	14.91 1.07
UDELUFTEUGT, RELATIV	.33	1.00 .30	.99 .50	.98 .57	.97 .64	.94 .72
UDELUFENTALPI, KJ/KG	23.06	64.50 -13.90	48.55 -1.53	44.81 2.85	41.13 6.61	36.62 10.24
UDELUFARBSEUGT, KG/KG	.0060	.0147 .0008	.0114 .0019	.0104 .0023	.0095 .0029	.0085 .0036
SOLINTENSITET, KW/M2	.1377	.9990 0.0000	.8089 .0003	.7105 .0008	.5743 .0015	.3083 .0031
VARMEFLASTN TOT, KW	.3241	2.4127 0.0000	1.5416 .0009	1.2390 .0023	.9392 .0046	.7874 .0092
SOLINDEALD HERAF, KW	.2004	2.4127 0.0000	1.3312 .0009	.9967 .0022	.6590 .0044	.3953 .0088
FLREFLYSNING HERAF, KW	.0487	.4600 0.0000	.4539 .0001	.4572 .0003	.0639 .0005	.0615 .0013
VARMEFLAST RUM HERAF, KW	.0750	.2800 0.0000	.2798 .0001	.2795 .0002	.2790 .0004	.2779 .0008
REGSOLAFSK, SOLPED, KW	-.0544	0.0000 -.2578	-.0002 -.6707	-.0005 -.4750	-.0011 -.2910	-.0022 -.0086
REGR KOLE/VARME, KW	.1968	3.0000 0.0000	1.6445 .0008	1.2839 .0020	.9156 .0039	.1936 .0078
FUGTFLAST I RUM, G/S	.0107	.0400 0.0000	.0400 .0000	.0399 .0000	.0399 .0001	.0397 .0001
FLATOR, M3/S	.0246	.0330 .0080	.0330 .0080	.0330 .0080	.0330 .0081	.0329 .0081
ST LUFTEMPERATUR, OC	20.49	29.26 15.00	26.07 15.10	24.74 15.76	23.66 16.76	22.20 17.99
AF TOT 3736 TIVER MOESVARER FRAKTILERNE			175	437	874	1747

BEREGNINGSEKS

SYDVENDT KONTORRUM

BEREGNINGSRESULTATER

76/03/0

SERSTATISTIK

SIDE 10

UGE 1-52. KL A-16.

GEN

MAX

48:

95:

99:

30:

EU UGEDAG *****67/2.

MIN

2:

5:

10:

20:

RUMTEMPERATUR, °C

22.63

28.76

27.48

26.29

25.05

23.87

RUMTEMP-REFERENCETEMP, °C

.92

7.26

5.90

4.57

3.23

1.94

RUMFUGT, RELATIV

.41

.73

.64

.61

.58

.53

OMGIVENDE RUMS TEMP, °C

24.75

27.50

27.50

27.49

27.49

27.48

UDELUFTTEMPERATUR, °C

9.56

27.40

24.06

21.40

19.25

16.96

UDELUFTFUGT, RELATIV

.78

1.00

.99

.97

.96

.92

UDELUFTENTALPI, KJ/KG

25.37

64.50

51.82

47.69

44.12

39.62

UDELUFTARSFUGT, KG/KG

.0062

.0147

.0121

.0109

.0100

.0088

SOLINTENSITET, KW/M2

.2918

.9990

.9919

.8057

.7388

.6180

VARMERELASTN TOT, KW

.8935

1.7767

1.5937

1.4347

1.2564

1.0311

SOLINDEALD HERAF, KW

.4317

1.4367

1.2538

1.0941

.9163

.6906

ELRELYSNING HERAF, KW

.1819

.4600

.4597

.4593

.4587

.4574

VARMELAST RUM HERAF, KW

.2800

.2800

.2800

.2800

.2800

.2800

REGSOLAFESK, SOLREF, KW

-.2030

0.0000

-.0003

-.0008

-.0017

-.0033

REGH KOLE/VARME, KW

.4913

2.8274

1.6975

1.4966

1.2708

1.0326

IGTLAST I RUM, G/S

.0400

.0400

.0400

.0400

.0400

.0400

ILATOR, M3/S

.0330

.0330

.0330

.0330

.0330

.0330

AFKAST LUFTTEMPERATUR, °C

22.92

29.26

27.90

26.57

25.23

23.94

AF TOT 2340 TIVER MOOSKAFER FRAKTILERNE

47

117

234

468

Ved periodestationære tilstande kan varmebalance-ligningerne 25.2, 27.3 og 27.4 løses direkte, idet de periodiske belastninger kan udtrykkes ved Fouier-rækker.

4.9 Løsning af varme-balance-ligningerne ved periodestationære tilstande

Hvis perioden er T_0 , kan funktionen $f(\tau)$, som er symmetrisk om $\tau=0$, d.v.s. $f(\tau) = f(-\tau)$, skrives som

$$f(\tau) = p_0 + p_1 \cos \omega\tau + p_2 \cos 2\omega\tau + p_3 \cos 3\omega\tau + \dots \quad 44.1$$

hvor vinkelfrekvensen $\omega = \frac{2\pi}{T_0}$ og p_0, p_1, p_2 o.s.v. gives passende værdier. Nøjagtigheden, hvormed $f(\tau)$ fremstilles, beror på det antal cosinusled, der medtages. Udtrykket 44.1 kan også skrives

$$f(\tau) = p_0 + \sum_{n=1}^{\infty} p_n \cos n\omega\tau \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad 44.2$$

Leddene p_0 udgør middelværdien af funktionen $f(\tau)$ over perioden T_0 .

De indgående belastninger i varmebalancen kan herefter udtrykkes ved

$$\Phi_K = \bar{\Phi}_K + \sum_{n=1}^{\infty} \Delta\Phi_{Kn} \cos(n\omega\tau + \phi_n) \quad 44.3$$

$$\Phi_S = \bar{\Phi}_S + \sum_{n=1}^{\infty} \Delta\Phi_{Sn} \cos(n\omega\tau + \psi_n) \quad 44.4$$

hvor ϕ_n og ψ_n er fasevinkler, der muliggør frit valg af tiden $\tau=0$.

Udetemperaturen angives, som beskrevet i UDE-KLIMA s. 10, ved en cosinusfunktion

$$t_u = \bar{t}_u + \Delta t_u \cos(\omega\tau + \epsilon) \quad 44.5$$

På tilsvarende måde kan de omgivende rums temperatur t_r og ventilationsluftens indblæsnings-temperatur t_i angives. I det følgende regnes t_r

dog konstant

$$t_r = \bar{t}_r \quad 45.1$$

og t_I sættes til

$$t_I = \bar{t}_I + \Delta t_I \cos(\omega\tau + \gamma) \quad 45.2$$

De tre varmebalanceligninger til bestemmelse af de tre ubekendte temperaturer t_a , t_o og t_i er

$$B_a(t_o - t_a) = S \frac{dt_a}{d\tau} \quad 25.2$$

$$t_o = b_1 t_a + b_2 t_r + b_3 t_u + b_4 t_I + b_5 \bar{\Phi}_K + b_6 \bar{\Phi}_S \quad 27.3$$

$$t_i = c_1 t_o + c_2 t_I + c_3 \bar{\Phi}_K \quad 27.4$$

Indsættes 27.3 i 25.2 fås

$$\frac{dt_a}{d\tau} + \frac{B_a}{S}(1-b_1)t_a = \frac{B_a}{S}(b_2 t_r + b_3 t_u + b_4 t_I + b_5 \bar{\Phi}_K + b_6 \bar{\Phi}_S) \quad 45.3$$

Den periodiske løsning til denne ligning er

$$\begin{aligned} t_a = & \frac{b_2}{1-b_1} \bar{t}_r + \frac{b_3}{1-b_1} [\bar{t}_u + \Delta t_u D_1 \cos(\omega\tau + \varepsilon - \delta_1)] \\ & + \frac{b_4}{1-b_1} [\bar{t}_I + \Delta t_I D_1 \cos(\omega\tau + \gamma - \delta_1)] \\ & + \frac{b_5}{1-b_1} [\bar{\Phi}_K + \sum_{n=1}^{\infty} \Delta \Phi_{Kn} D_n \cos(n\omega\tau + \phi_n - \delta_n)] \\ & + \frac{b_6}{1-b_1} [\bar{\Phi}_S + \sum_{n=1}^{\infty} \Delta \Phi_{Sn} D_n \cos(n\omega\tau + \psi_n - \delta_n)] \end{aligned} \quad 45.4 \text{ Det varmeakkumulerende lags temperatur}$$

hvor

$$D_n = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{n\omega}{\frac{B_a}{S}(1-b_1)}} \right)^2}} \quad 45.5 \text{ Amplitudedæmpning}$$

$$\operatorname{tg} \delta_n = \frac{n\omega}{\frac{B_a}{S}(1-b_1)} \quad 45.6 \text{ Faseforskydning}$$

Indsættes det fundne t_a i 27.3 fås

$$\begin{aligned}
 t_o = & \frac{b_2}{1-b_1} \bar{t}_r + \frac{b_3}{1-b_1} [\bar{t}_u + (1-b_1) \Delta t_u \cos(\omega\tau + \epsilon) + b_1 \Delta t_u D_1 \cos(\omega\tau + \epsilon - \delta_1)] \\
 & + \frac{b_4}{1-b_1} [\bar{t}_I + (1-b_1) \Delta t_I \cos(\omega\tau + \gamma) + b_1 \Delta t_I D_1 \cos(\omega\tau + \gamma - \delta_1)] \\
 & + \frac{b_5}{1-b_1} [\bar{\phi}_K + \sum_{n=1}^{\infty} [(1-b_1) \Delta \phi_{Kn} \cos(n\omega\tau + \phi_n) + b_1 \Delta \phi_{Kn} D_n \cos(n\omega\tau + \phi_n - \delta_n)]] \\
 & + \frac{b_6}{1-b_1} [\bar{\phi}_S + \sum_{n=1}^{\infty} [(1-b_1) \Delta \phi_{Sn} \cos(n\omega\tau + \psi_n) + b_1 \Delta \phi_{Sn} D_n \cos(n\omega\tau + \psi_n - \delta_n)]]
 \end{aligned}$$

46.1 Overfladernes
temperatur

Sluttelig kan dette udtryk for t_o indsættes i ligning 27.4, hvilket giver

$$\begin{aligned}
 t_i = & \frac{c_1 b_2}{1-b_1} \bar{t}_r + \frac{c_1 b_3}{1-b_1} [\bar{t}_u + (1-b_1) \Delta t_u \cos(\omega\tau + \epsilon) + b_1 \Delta t_u D_1 \cos(\omega\tau + \epsilon - \delta_1)] \\
 & + (\frac{c_1 b_4}{1-b_1} + c_2) [\bar{t}_I + P \Delta t_I \cos(\omega\tau + \gamma) + (1-P) \Delta t_I D_1 \cos(\omega\tau + \gamma - \delta_1)] \\
 & + (\frac{c_1 b_5}{1-b_1} + c_3) [\bar{\phi}_K + \sum_{n=1}^{\infty} [P \Delta \phi_{Kn} \cos(n\omega\tau + \phi_n) + (1-P) \Delta \phi_{Kn} D_n \cos(n\omega\tau + \phi_n - \delta_n)]] \\
 & + (\frac{c_1 b_6}{1-b_1} + c_4) [\bar{\phi}_S + \sum_{n=1}^{\infty} [(1-b_1) \Delta \phi_{Sn} \cos(n\omega\tau + \psi_n) + b_1 \Delta \phi_{Sn} D_n \cos(n\omega\tau + \psi_n - \delta_n)]]
 \end{aligned}$$

46.2 Rumluftens tempe-
ratur

hvor

$$P = \frac{\frac{c_1 b_4}{1-b_1} + c_2}{\frac{c_1 b_4}{1-b_1} + c_2} = \frac{\frac{c_1 b_5}{1-b_1} + c_3}{\frac{c_1 b_5}{1-b_1} + c_3} = \frac{B_a + B_o + B_r + B_u}{B_o + B_r + B_u} (1-b_1)$$

46.3

Af udtrykkene for overfladetemperatur og rumlufttemperatur ses, at de består af et konstant led udtrykt ved de indgående middelværdier, et svingningsled i fase med påvirkningerne samt et dæmpet og faseforskudt led. Normalt vil man kunne se bort fra de dæmpede og faseforskudte led, specielt for de højere harmoniske, der i sig selv er stærkt dæmpede.

Temperaturerne t_o og t_i kan herefter udtrykkes ved

$$t_o = \bar{t}_o + b_3 \Delta t_u \cos(\omega\tau + \epsilon) + b_4 \Delta t_I \cos(\omega\tau + \gamma) + b_5 (\phi_K - \bar{\phi}_K) + b_6 (\phi_S - \bar{\phi}_S)$$

46.4

$$t_i = \bar{t}_i + c_1 b_3 \Delta t_u \cos(\omega\tau + \epsilon) + (c_1 b_4 + c_2) \Delta t_i \cos(\omega\tau + \gamma) \\ + (c_1 b_5 + c_3) (\bar{\phi}_K - \bar{\phi}_K) + c_1 b_6 (\bar{\phi}_S - \bar{\phi}_S) \quad 47.1$$

hvor overfladernes og rumluftens middeltemperaturer er

$$\bar{t}_o = \frac{1}{1-b_1} (b_2 \bar{t}_r + b_3 \bar{t}_u + b_4 \bar{t}_i + b_5 \bar{\phi}_K + b_6 \bar{\phi}_S) \quad 47.2$$

$$\bar{t}_i = \frac{1}{1-b_1} (c_1 b_2 \bar{t}_r + c_1 b_3 \bar{t}_u + (c_1 b_4 + c_2 (1-b_1)) \bar{t}_i + (c_1 b_5 + c_3 (1-b_1)) \bar{\phi}_K + c_1 b_6 \bar{\phi}_S) \quad 47.3$$

De to middeltemperaturer er i øvrigt løsninger til ligningssystemet 28.1 og 29.1.

Inden der foretages en diskussion af de indgående faktorerers indflydelse på temperaturforløbet, er det hensigtsmæssigt at indføre en fiktiv rumtemperatur t_{rum} , bestemt ved en vægtning af de to temperaturer t_o og t_i efter følgende definition

$$t_{rum} = \frac{B_1 t_i + (B_r + B_u) t_o}{B_1 + B_r + B_u} \quad 47.4$$

Af 46.4-47.3 fås nu

$$t_{rum} = \bar{t}_{rum} + \Delta t_{rum} = \quad 47.5 \text{ Den periodestationære rumtemperatur } t_{rum}$$

$$\frac{1}{B_1 + B_r + B_u} (B_r \bar{t}_r + B_u \bar{t}_u + B_1 \bar{t}_i + \bar{\phi}_K + \bar{\phi}_S) \\ + \frac{1}{B_1 + B_r + B_u} [(1-b_1) B_u \Delta t_u \cos(\omega\tau + \epsilon) \\ + (1-c_1 b_1) B_1 \Delta t_i \cos(\omega\tau + \gamma) \\ + (1-c_1 b_1) (\bar{\phi}_K - \bar{\phi}_K) + (1-b_1) (\bar{\phi}_S - \bar{\phi}_S)]$$

hvor

$$b_1 = \frac{B_a}{B_a + B_r + B_u + c_1 B_1} \quad \text{og} \quad c_1 = \frac{B_o}{B_o + B_1}$$

Beregningskonstanternes indflydelse belyses bedst gennem et eksempel.

Her foretages sammenlignende beregninger for et rum ved to konstruktionsalternativer.

Eksempel 48.1

Alternativ I er identisk med kontorrummet, der regnes på i kap. 4.8, medens alternativ II fremkommer af I ved at erstatte side- og bagvæg med en lettere konstruktion bestående af 2·13 mm gipsplade på hver side af et træskelet med mineraluld, ligesom brystningens inderste betonplade erstattes med 2·13 mm gips (B_u forudsættes uændret)

Belastninger fremgår af tabel 38.1. For enkelthedens skyld sættes $B_r = 0$.

Beregningskonstanter og faktorer angives i tabel 48.1.

	Alternativ I	Alternativ II
B_u W/C	20	20
B_l W/C	40	40
B_o W/C	280	280
B_a W/C	590	360
S kJ/C	11000	5000
b_l	0,915	0,867
c_l	0,875	0,875
$1-b_l$	0,085	0,133
$1-c_l b_l$	0,199	0,241

Tabel 48.1
Beregningskonstanter

Middeltemperatur \bar{t}_{rum} efter 47.5 bliver den samme i begge tilfælde.

$$\bar{t}_{rum} = \frac{1}{40+20}[20 \cdot 20 + 40 \cdot 20 + 45 + 470] = 28,6 \text{ C}$$

Rumtemperaturens udsving Δt_{rum} fra middeltemperaturen bliver efter 47.5

$$\Delta t_{\text{rum I}} = 0,028 \Delta t_u \cos(\omega\tau + \epsilon) + 0,133 \Delta t_I \cos(\omega\tau + \gamma) + 0,0033(\phi_K - \bar{\phi}) + 0,0014(\phi_S - \bar{\phi}_S)$$

Alternativ I

$$\Delta t_{\text{rum II}} = 0,044 \Delta t_u \cos(\omega\tau + \epsilon) + 0,161 \Delta t_I \cos(\omega\tau + \gamma) + 0,0040(\phi_K - \bar{\phi}_K) + 0,0022(\phi_S - \bar{\phi}_S)$$

Alternativ II

Af disse to udtryk ses tydeligt, hvorledes valget af materialer har afgørende indflydelse på udsvingene i rumtemperaturen, eller rummets termiske stabilitet. Ligeledes ses, at variationer i ventilationsluftens temperatur Δt_I slår kraftigt igennem, samt betydningen af at skelne mellem konvektivt og strålingstilført varme. Det skal bemærkes, at en forbedring af rummets isolering (B_u mindre, øvrige beregningskonstanter uændret) bevirker, at variationer Δt_u i udetemperaturen slår mindre igennem, men til gengæld øges alle øvrige koefficienter i svingningsdelen, ligesom middeltemperaturen øges.

De to temperaturkurver er optegnet i fig. 49.1.

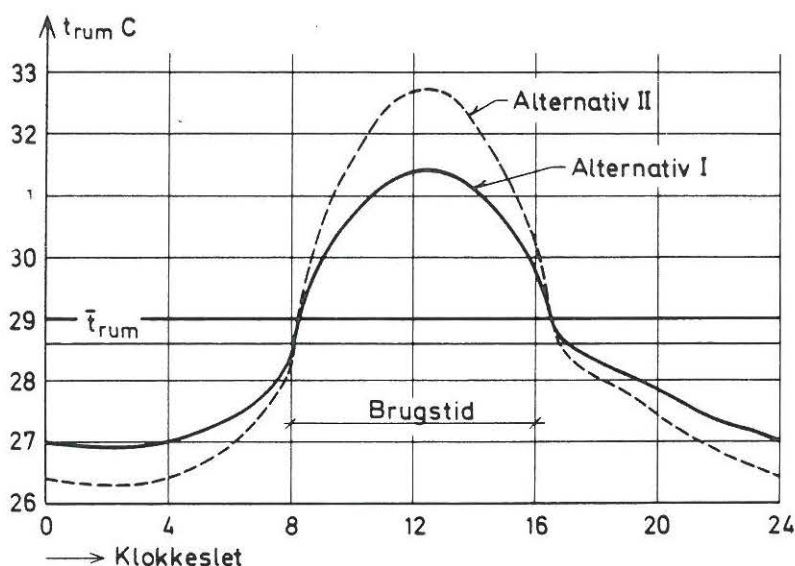


Fig. 49.1.

Periodestationær rumtemperatur i kontorrum ved to konstruktionsalternativer.

Sydorienteret

Luftskifte $2h^{-1}$ (udeluf-

I 47.5 indføres kort ΔX som betegnelsen for en variabels afvigelse fra dennes middelværdi $\Delta X = X - \bar{X}$, ligesom faktorerne

$$\kappa_1 = 1 - b_1 \text{ og } \kappa_2 = 1 - c_1 b_1 \quad 50.1$$

hverved fås

$$t_{\text{rum}} = \bar{t}_{\text{rum}} + \Delta t_{\text{rum}} = \frac{1}{B_l + B_r + B_u} (B_r \bar{t}_r + B_u \bar{t}_u + B_l \bar{t}_I + \bar{\Phi}_K + \bar{\Phi}_S) \quad 50.2$$

$$+ \frac{1}{B_l + B_r + B_u} (\kappa_1 B_u \Delta t_u + \kappa_2 B_l \Delta t_I + \kappa_2 \Delta \Phi_K + \kappa_1 \Delta \Phi_S)$$

Påvirkes rummet nu yderligere med en varmemstrøm Φ_H , f.eks. opvarmning eller afkøling (Φ_H negativ) fra et klimatiseringsanlæg, fås en ny rumtemperatur

$$t'_{\text{rum}} = \bar{t}'_{\text{rum}} + \Delta t'_{\text{rum}} = \bar{t}_{\text{rum}} + \Delta t_{\text{rum}} + \frac{1}{B_l + B_r + B_u} (\bar{\Phi}_H + \kappa_2 \Delta \Phi_H) \quad 50.3$$

Dette udtryk giver nu mulighed for bestemmelse af varme- eller kølebehovet Φ_H for at opnå en ønsket rumtemperatur t'_{rum} ved kendte belastninger.

Her er Φ_H angivet som en konvektiv varmemstrøm tilført i rummet, men dette kan ækvivaleres med en varmemstrøm tilført med ventilationsluften, hvor $B_l t_I = \Phi_H$, ved rum med egentlig ventilationsanlæg. Derimod må advares mod brug af disse ligningssystemer ved anlæg med strålevarme, idet de opstillede varmebalancer ikke er dækkende i dette tilfælde.

Af udtrykket 50.3 ses, at varme/kølebehovet Φ_H ikke alene afhænger af rummets varmeudveksling med omgivelser (B_l , B_r og B_u), men også af bygningskonstruktionens evne til varmeakkumulering udtrykt gennem faktorerne κ . Under i øvrigt ens betingelser vil en forøgelse af rummets varmekapacitet give et fald i κ -værdierne (jvf. tabel 48.1).

Ønskes rumtemperaturen konstant over døgnet

$t'_{\text{rum}} = \bar{t}'_{\text{rum}}$, hvorved $\Delta t'_{\text{rum}} = 0$, kan den hertil nødvendige ydelse Φ_H bestemmes ved to bidrag. Det første bidrag $\bar{\Phi}_H$, der er konstant over døgnet, ændrer middelværdien \bar{t}_{rum} til den ønskede værdi \bar{t}'_{rum} , hvilket efter 50.3 giver

$$\bar{\Phi}_H = (B_l + B_r + B_u) (\bar{t}'_{\text{rum}} - \bar{t}_{\text{rum}}) \quad 51.1$$

Det andet bidrag er en over døgnet variabel ydelse $\Delta\Phi_H$, der udjævner udsvingene Δt_{rum} , således at $\Delta t'_{\text{rum}} = 0$. Dermed er

$$\Delta\Phi_H = -\frac{1}{\kappa_2} (B_l + B_r + B_u) \Delta t_{\text{rum}} \quad 51.2$$

Det samlede varme/kølebehov Φ_H bliver, idet

$$\Delta t_{\text{rum}} = t_{\text{rum}} - \bar{t}_{\text{rum}}$$

$$\Phi_H = \bar{\Phi}_H + \Delta\Phi_H = (B_l + B_r + B_u) (\bar{t}'_{\text{rum}} - \bar{t}_{\text{rum}}) \quad 51.3$$

$$- \frac{1}{\kappa_2} (B_l + B_r + B_u) (t_{\text{rum}} - \bar{t}_{\text{rum}})$$

Hvis der kan tillades udsving i rumtemperaturen af størrelsen $\Delta t'_{\text{rum}} = \Delta t_{\text{rum}}$ kan den nødvendige ydelse reduceres til

$$\Phi_H = \bar{\Phi}_H = (B_l + B_r + B_u) (\bar{t}'_{\text{rum}} - \bar{t}_{\text{rum}}) \quad 51.4$$

Det ses således, at der kan opnås en væsentlig besparelse i ydelsen Φ_H , hvis det ikke er nødvendigt at udjævne temperatursvingene Δt_{rum} , men kun at opretholde en ønsket middeltemperatur i rummet.

I tilfælde, hvor der forekommer kølebehov, er man ofte interesseret i at begrænse den installerede køleeffekt for at opnå anlægsbesparelser. Dette kan åbenbart opnås ved kun at sænke rummets middeltemperatur, men for at undgå for store temperatursving i rummet, peger denne løsning på en

rumudformning med stor varmekapacitet, idet dette giver mindst Δt_{rum} .

I radiatoropvarmede bygninger (f.eks. kontorer, visse institutioner m.v.) kan der ofte opnås en rimelig energibesparelse i opvarmningssæsonen ved kun at opvarme rummene til den ønskede temperatur i brugstiden, og dermed holde en lav middeltemperatur over døgnet. Denne driftsform kræver imidlertid en stor opvarmningseffekt til rådighed, men dette haves normalt også, når udetemperaturen blot er større end den dimensionerende udetemperatur. Jo lavere middeltemperatur, der kan holdes (og deraf følgende store temperatursving), des større energibesparelse opnås. En sådan løsning peger mod en rumudformning med lille varmekapacitet, idet det her er muligt at opnå store temperatursving samtidig med, at den nødvendige forøgelse af radiatoreffekten ikke bliver urimelig stor. Det skal dog bemærkes, at der er grænser for, hvor lav en temperatur der kan tillades udenfor brugstiden bl.a. af hensyn til risiko for kondens.

Som det fremgår af det foregående, giver den periodestationære løsning til varmebalanceligningerne et godt overblik over samspillet mellem indeklima (dog kun rumtemperatur), rumudformning og de klimatekniske installationers ydelse og driftsform ved forskellige belastningssituationer. Det anførte beregningsgrundlag er derfor velegnet til en første overslagsmæssig klimateknisk analyse af et rum, hvorefter loven- de løsningsforslag kan behandles mere indgående ved hjælp af de tidligere omtalte EDB-programmer.

Anvendelse af periodestationær løsning

Tryk

N/m ²	mbar	mmVS	atm	inWG	psi
1	10 ⁻²	0,102	9,869·10 ⁻⁶	4,02·10 ⁻³	1,4504·10 ⁻⁴
100	1	10,197	9,869·10 ⁻⁴	0,402	1,4504·10 ⁻²
9,807	9,807·10 ⁻²	1	9,678·10 ⁻⁵	3,937·10 ⁻²	1,4223·10 ⁻³
1,013·10 ⁵	1013	1.0332·10 ⁴	1	406,77	14,696
249,10	2,491	25,4	2,453·10 ⁻³	1	3,605·10 ⁻²
6908,9	69,089	704,49	6,805·10 ⁻²	27,736	1

1 torr = 1 mm Hg = 1/760 atm (fysisk atmosfære)

1 at (teknisk atmosfære) = 1 kp/cm² = 0,968 atm = 10⁴ mmVS

Arbejde, energi og varmemængde

J = Ws	kWh	kpm	kcal	Btu	ft·lb
1	2,778·10 ⁻⁷	0,1020	2,39·10 ⁻⁴	9,48·10 ⁻⁴	0,7376
3,6·10 ⁸	1	3,6710·10 ⁵	860	3413	2,655·10 ⁶
9,807	2,7241·10 ⁻⁶	1	2,3423·10 ⁻³	9,2949·10 ⁻³	7,233
4187	1,163·10 ³	427	1	3,9685	3087,4
1,055	2,93·10 ⁴	107,59	0,25198	1	777,97
1,3558	3,766·10 ⁻⁷	0,1383	3,239·10 ⁻⁴	1,285·10 ⁻³	1

Effekt, varmestrom

kW	kpm/s	hk	kcal/h	ft·lb/s	hp	Btu/h	ton of ref.
1	102	1,36	860	738	1,34	3310	2,84
9,81·10 ⁻³	1	1,33·10 ⁻²	8,44	7,23	1,32·10 ⁻²	32,5	2,79·10 ⁻²
0,735	75	1	632	542	0,986	2510	2,09
1,16·10 ⁻³	0,119	1,58·10 ⁻³	1	0,858	1,56·10 ⁻³	3,97	3,31·10 ⁻⁴
1,36	0,138	1,84·10 ⁻³	1,17	1	1,82·10 ⁻³	4,63	3,86·10 ⁻³
0,745	76	1,014	642	550	1	2550	2,12
2,93·10 ⁻⁴	2,99·10 ⁻²	3,99·10 ⁻⁴	0,252	0,216	3,93·10 ⁻⁴	1	8,33·10 ⁻³
3,52	35,9	0,479	3024	259	0,471	1200	1

Varmedledningsevne

W/m ² ·°C	kcal/m·h·°C	Btu/ft·h·°F
1	0,860	0,5779
1,163	1	0,6720
1,730	1,4882	1

Varmeoverføringskoefficient og -transmissionstal

W/m ² ·°C	kcal/m ² ·h·°C	Btu/ft ² ·h·°F
1	0,860	0,1763
1,163	1	0,205
5,670	4,882	1

Varmefylde

J/kg·°C	kcal/kg·°C	Btu/lb·°F
1	2,389·10 ⁻⁴	2,389·10 ⁻⁴
4186,8	1	1
4186,8	1	1

Prefixer til angivelse af decimale mangefold af metriske enheder.

Mangefold	Prefix	Symbol
10 ¹²	tera	T
10 ⁹	giga	G
10 ⁶	mega	M
10 ³	kilo	k
10 ²	hecto	h
10	deca	da
10 ⁻¹	deci	d
10 ⁻²	centi	c
10 ⁻³	milli	m
10 ⁻⁶	micro	μ
10 ⁻⁹	nano	n
10 ⁻¹²	pico	p

Omregningsfaktorer mellem enheder

Prefixer

LITTERATUR

- [1] Bo Andersen, Stig Eidorff, Hans Lund, Erik Petersen, Stig Rosenørn og Ole Valbjørn: Referenceår, SBI-rapport 89, 1974. Vejrdata for VVS-tekniske beregninger.
- [2] Bo Andersen: TEMPFO 4. SBI-rapport 93, 1974. Indetemperatur og energiforbrug i bygninger beregnet med referenceårets vejrdata.
- [3] Poul Becher: Varme og Ventilation, 4. udgave. Teknisk Forlag. København 1971.
- [4] Bo Adamson: Värmebalans vid rum och byggnader. Tekniska Högskolan i Lund, 1968.
- [5] Bo Andersen: Beregning af varmebesparelser ved merisolering. VARME 39 årg. 1974 oktober.
- [6] Glent & Co.: Glent Ventilation. København 1968.